

Experimentelle Wärme-/ Stoffübergangsuntersuchungen an einem rotierenden Kühlkanalmodell mit Rippen

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Lars Rathjen
aus Kiel

Berichterstatter:	Prof. D. K. Hennecke, Ph. D.
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. P. Berg
Tag der Einreichung:	30.06.2003
Tag der mündlichen Prüfung:	04.11.2003

Darmstadt 2003

D 17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet für Gasturbinen und Flugantriebe der Technischen Universität Darmstadt. Sie wurde vom Leiter des Fachgebietes, Herrn Prof. D. K. Hennecke Ph. D., angeregt. Die Arbeit wurde durch die Europäische Union im Rahmen des Forschungsprojektes ICTB (Internal Cooling of Turbine Blades, BE97-4022) finanziert.

Ich danke Herrn Prof. D. K. Hennecke Ph. D. und dem akademischen Oberrat des Fachgebietes, Herrn Dr.-Ing. K. Wörrlein, für die stete Gesprächsbereitschaft und die wertvollen Ratschläge während meiner Tätigkeit.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Berg (Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Flugantriebe, Brandenburgische Technische Universität Cottbus) bedanke ich mich für die Übernahme des Koreferates.

Allen Wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern danke ich für ihr Engagement beim Prüfstandsaufbau und bei der Durchführung der Versuche. Ohne ihr Zutun wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Insbesondere danke ich Herrn Ulbrich für die Programmierung der Software zur Datenerfassung und -auswertung.

Dem Leiter der Fachgebietswerkstatt, Herrn Nolde, sowie seinen Mitarbeitern möchte ich für die Fertigung des Rotors und der Versuchs- und Messeinrichtungen danken. Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern der Elektronikwerkstatt des Fachbereichs Maschinenbau für die Erstellung der elektronischen Geräte, insbesondere des rotierenden Datenerfassungsmoduls.

Allen Kollegen und Mitarbeitern des Fachgebietes für Gasturbinen und Flugantriebe danke ich für ihre Hilfe und Unterstützung während meiner Tätigkeit.

Kurzfassung

Die Innenkühlung der Schaufeln ist ein wesentliches Merkmal der Kühlung von thermisch hochbelasteten Turbinenstufen. Angestellte Rippen und 180°-Krümmer, sowie zusätzliche Volumenkräfte durch Rotation, beeinflussen das Strömungs- und Temperaturfeld in den Innenkühlkanälen. Mit dieser Arbeit soll ein Beitrag zum besseren Verständnis der Wirkung des komplexen Strömungsfeldes auf den Wärme-/Stoffübergang aller vier Wände eines quadratischen Kanals geleistet werden.

Es werden zunächst die Grundlagen der Innenkühlung beschrieben und die, für diese Arbeit relevanten, Ursachen für die charakteristischen Sekundärbewegungen in Innenkühlsystemen erläutert. Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein bestehender Prüfstand mit neuer Messtechnik und neuem Rotor mit Modell ausgestattet. Als Messverfahren kam die Naphthalin-Sublimationstechnik zum Einsatz, wodurch eine Betrachtung des Einflusses der Corioliskraft auf den lokalen Wärme-/Stoffübergang unabhängig von Auftriebseffekten möglich war. Anhand von Vergleichen mit Literaturangaben konnte die Funktionsfähigkeit bei der Durchführung von stationären, wie auch rotierenden, Versuchen nachgewiesen werden.

Während der Versuchsdurchführung wurden drei verschiedene Rippenkonfigurationen, die Reynolds-Zahl sowie die Rotations-Zahl variiert.

Die ermittelte Datenbasis wird systematisch analysiert. Dabei wird ein Hauptaugenmerk auf die lokalen Verteilungen der Stoffübergangsergebnisse im Rippenzwischenraum gelegt. Hierbei werden, ausgehend von Literaturangaben bezüglich des Geschwindigkeitsfeldes im stationären Modell, die Ursachen für den im rotierenden Modell gemessenen Wärme-/Stoffübergang erklärt. Des weiteren wird gezeigt, wie verschiedene Eintrittsrandbedingungen in einen rotierenden, berippten Kanal zu unterschiedlichen Resultaten führen können. Abschließend erfolgt eine vergleichende Bewertung der einzelnen Rippenkonfigurationen hinsichtlich des Nutzungsgrades.

Anhand der Ergebnisse bleibt festzuhalten, dass die Eintrittsrandbedingungen, der Rippenwinkel und die Wahl der zu berippenden Wand entscheidend für eine optimale Kühlwirkung sind. Der Einfluss der Rotation kann lokal zu hohen Gradienten in der Wandtemperatur führen. Global ist der Corioliskrafteffekt, verglichen mit dem glatten Modell, moderat.

Inhaltsverzeichnis

1	Überblick	1
1.1	Einleitung	1
1.2	Einführung in die Problemstellung	1
1.3	Ziel dieser Arbeit	3
2	Innenkühlung von Turbinenschaufeln	5
2.1	Grundlagen der Innenkühlung	5
2.1.1	Sekundärströmungen durch 180°-Krümmer	6
2.1.2	Sekundärströmungen durch Rotation	7
2.1.3	Sekundärströmungen durch Turbulatoren	8
2.2	Theoretische Grundlagen	10
2.2.1	Dimensionslose Erhaltungsgleichungen und die charakteristischen Kennzahlen	10
2.2.2	Die Wärme-Stoff-Analogie für molekulare und turbulente Austauschvorgänge	14
2.3	Stand der Wissenschaft	17
3	Die experimentelle Vorgehensweise	20
3.1	Das verwendete Messverfahren	20
3.2	Berechnung der lokalen Sherwoodzahl-Verteilung	21
3.3	Die Naphthalin-Sublimationstechnik bei den Untersuchungen zur Innenkühlung	23
3.4	Versuchsablauf	24
4	Die Versuchseinrichtungen	26

4.1	Der Rotationsprüfstand	26
4.2	Der Rotor	28
4.3	Das Kühlkanalmodell mit Plenum	29
4.4	Die Messwerterfassung	30
4.4.1	Messwerterfassung im Rotorbereich	31
4.4.2	Die Schichtdickenmessung	33
4.4.3	Fehleranalyse	34
5	Experimentelle Untersuchungen	36
5.1	Experimentelle Randbedingungen	36
5.1.1	Geometrische Randbedingungen	36
5.1.2	Strömungstechnische Randbedingungen	38
5.2	Validierung der Ergebnisse	39
5.3	Untersuchungen am glatten Kühlkanalmodell	41
5.3.1	Stoffübergang im stationären Modell	41
5.3.2	Stoffübergang im rotierenden Modell	44
5.4	Untersuchungen mit Rippen der Konfigurationen 1 und 2	46
5.4.1	Das lokale Strömungsfeld in einem Rippenzwischenraum bei $Ro = 0$	46
5.4.2	Der Einfluss der Rotation auf die lokalen Stoffübergangsverhältnisse in einem Rippenzwischenraum, Konfiguration 1	47
5.4.3	Der Stoffübergang im Gesamtmodell bei $Ro = 0$	52
5.4.4	Der Stoffübergang im Gesamtmodell bei $Ro \neq 0$	56
5.5	Untersuchungen mit Rippen der Konfiguration 3	60
5.5.1	Die wandnahe Strömung in einem Rippenzwischenraum bei $Ro = 0$	60

5.5.2	Der Einfluss der Rotation auf den lokalen Stoffübergang im Rippen- zwischenraum	61
5.5.3	Der Stoffübergang im Gesamtmodell bei $Ro = 0$	63
5.5.4	Der Stoffübergang im Gesamtmodell bei $Ro \neq 0$	65
5.6	Der Einfluss von Rippen und Rotation auf den globalen Stoffübergang . . .	68
6	Zusammenfassung und Ausblick	71
7	Literatur	74
A	Anhang	79

Symbolverzeichnis

Bezeichnung	Erklärung
a	Temperaturleitfähigkeit, Beschleunigung
A	Fläche
Ar	Archimedes-Zahl
B	Breite
c	Massenkonzentration
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	Durchmesser
D	Diffusionskoeffizient
f	relativer Fehler
F	absoluter Fehler
Gr	Grashof-Zahl
H	Höhe
j	Massendiffusionsstrom
k	Druckverlustbeiwert
l	Länge
L	Bezugslänge
Le	Lewis-Zahl
m, \dot{m}	Masse, spezifischer Massenstrom
n	Exponent der Analogiefunktion
Nu	Nusselt-Zahl
p	Druck
Pr	Prandtl-Zahl
q	Wärmestrom
R	Gaskonstante, Radius
Re	Reynolds-Zahl
Ri	Richardson-Zahl
Ro	Rotations-Zahl
Sc	Schmidt-Zahl
s	Schichtdicke
Sh	Sherwood-Zahl
t	Zeit
T	Temperatur
U, u	Strömungsfeldkomponente in x-Richtung
V, v	Strömungsfeldkomponente in y-Richtung
W, w	Strömungsfeldkomponente in z-Richtung
x	Koordinate der Hauptströmungsrichtung
y	Koordinate der Kanalhöhe, Funktionswert
z	Koordinate der Kanalbreite

Griechische Buchstaben	Erklärung
α	Wärmeübergangskoeffizient, Stoffkomponente
β	Stoffübergangskoeffizient
γ	Anstellwinkel der Rippen zur Hauptströmungsrichtung
$\Delta, \delta_{i,j}$	Differenz, Kronecker-Delta
ζ	Nutzungsgrad
η	Kühleffektivität
λ	Wärmeleitfähigkeit
μ	dynamische Viskosität
ν	kinematische Viskosität
ρ	Dichte
σ_α	Produktionsdichte der Komponente α
τ	Zeit
τ_{ij}	viskoser Spannungstensor
Φ_{Diss}	Dissipationsfunktion
ϕ	Momentanwert
Ω, ω	Winkelgeschwindigkeit
$\hat{\Theta}$	dimensionsloser Dichtegradient, $\hat{\Theta} = (\rho - \rho_0)/(\rho_W - \rho_0)$

Indizes	Erklärung
0	Bezugsgröße
2	Verdichteraustritt im Kreisprozess
<i>aus</i>	Auslauf
<i>b</i>	über dem Querschnitt gemittelt
<i>c</i>	Corioliskraft
<i>e, ein</i>	Einlauf
<i>G</i>	Gas
<i>gesamt</i>	über der Modelloberfläche gemittelt
<i>h</i>	hydraulisch
<i>i, j, k</i>	Tensorindizes
<i>lin</i>	liniengemittelt
<i>m</i>	flächengemittelt
<i>max</i>	maximal
<i>N</i>	Naphthalin, normal
<i>q</i>	Querschnitt
<i>rip</i>	berippt
<i>rot</i>	rotierend
<i>st</i>	statisch
<i>stat</i>	stationär

t, T	turbulent, Tangential
th	thermo-hydraulisch
W, w	Wand

hochgestellte

Zeichen	Erklärung
---------	-----------

\cdot	zeitliche Änderung
\wedge	dimensionslos
$-$	zeitlich gemittelt
$'$	Schwankungsanteil
\rightarrow	Vektor

1 Überblick

1.1 Einleitung

Die Entwicklung des weltweiten Luftverkehrs ist durch ein stetes Wachstum gekennzeichnet. Die fortschreitende Globalisierung der Wirtschaft lässt eine unveränderte Entwicklung auch in den kommenden Jahren erwarten. Herausragende weltpolitische Ereignisse wie der Golfkrieg in den 1990er Jahren oder die Geschehnisse des 11. September 2001 in New York haben, langfristig gesehen, auf das Luftverkehrswachstum nur einen geringen Einfluss. In [1] wird der Anstieg der eingesetzten Verkehrsflugzeuge zwischen 1992 und 2001 mit 39% beziffert. Die Zunahme allein an Flugzeugen mit Turbo-Strahltriebwerken macht dabei etwa 35% aus. Gleichzeitig konnte, durch der Einsatz innovativer Technologien und neuer Auslegungsmethoden, nicht zuletzt bei der Entwicklung neuer Triebwerke, der Verbrauch je 100 Passagierkilometer um ca. 20% reduziert werden. Der spezifische Treibstoffverbrauch soll auch in Zukunft weiter herabgesetzt werden, um den ökologischen und ökonomischen Anforderungen des Luftverkehrs gerecht zu werden.

1.2 Einführung in die Problemstellung

Die angestrebten Ziele werden vor allem durch die technischen Entwicklungen im Flugzeug- und Triebwerksbau bestimmt. Die Steigerung des Wirkungsgrades wird durch eine Steigerung von Druck und Temperatur erreicht. Auch eine Erhöhung des Nebenstromverhältnisses trägt dazu bei. Die Steigerung des spezifischen Schubes, bzw. die Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauches ist eine Folge davon. Das Hauptaugenmerk liegt im Entwicklungsprozess eines Triebwerkes daher auf der Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur (TET) bei einem angepassten Verdichterdruckverhältnis. Das Bild 1.1 zeigt den Anstieg der TET im Laufe der Entwicklung seriengefertigter Flugtriebwerke. Ihre Steigerung ging dabei einher mit der Erhöhung der zulässigen Schaufelmaterialtemperatur und der Entwicklung effizienter Kühlverfahren. Letztere sind verantwortlich für eine deutliche Erhöhung der Heißgastemperatur gegenüber der Schaufeltemperatur, was insbesondere für die ersten hochbelasteten Hochdruckturbinenstufen von Bedeutung ist. Die Auslegung erfolgt dabei unter der Prämisse, dass das Temperaturniveau und die Temperaturgradienten im Schaufelmaterial im gesamten Betriebsbereich der geforderten Lebensdauer angepasst sind. Die Arbeiten auf materialwissenschaftlichem Gebiet führten zu verbesserten Schaufelmaterialien (Metalllegierungen, Keramik) und Schaufelstrukturen (gerichtete Erstarrung, Einkristallschaufel).

Die gebräuchlichsten Kühlverfahren verwenden als Kühlmedium Luft, die aufgrund des erforderlichen hohen Druckes in den letzten Verdichterstufen dem Hauptmassenstrom entnommen wird. Die Effektivität eines Kühlverfahrens wird durch den Parameter

$$\eta = \frac{T_G - T_W}{T_G - T_2} \quad (1.1)$$

In dieser Gleichung sind:

- T_G Temperatur des Heißgases
 T_W Temperatur der Schaufelwand
 T_2 Kühlluft Eintrittstemperatur (bei Hochdruckturbinen gleich der Verdichteraustrittstemperatur)

ausgedrückt. Die mit den unterschiedlichen Kühlverfahren erreichbaren Effektivitäten zeigt die Abbildung 1.2. Anhand der Schaufelschnitte in der rechten Bildhälfte wird die zunehmende Komplexität deutlich. Bei der Schaufelinnenkühlung wird die Luft durch, meist mäanderförmige, Kanäle im Schaufelinnern geführt und an der Hinterkante ausgeblasen. Die Filmkühlung, die nicht ohne die inneren Kanäle auskommt, erfolgt durch die Ausblasung eines Kühlluftfilms aus Bohrungen oder anderen geometrischen Öffnungen, der sich zwischen Schaufeloberfläche und Heißgas legt. Die Effusionskühlung entsteht bei der Verwendung porösen Schaufelmaterials, welches die Kühlluft entlang der gesamten Schaufeloberfläche austreten lässt. Aufgrund erheblicher Schwierigkeiten in der Herstellbarkeit, Festigkeit und Betriebssicherheit (Verstopfungsgefahr) wird die Effusionskühlung noch nicht eingesetzt. Man behilft sich mit der mehrreihigen Filmkühlung, wobei durch die Überlagerung einzelner Kühlfilme aus nacheinander angeordneten Bohrungsreihen eine verbesserte Kühlwirkung erreicht wird. Das Diagramm in Bild 1.2 zeigt mit zunehmendem Kühlluftmassenstrom \dot{m}_K ($\dot{m}_G = \text{Gesamtluftmassenstrom}$) steigende Kühleffektivitäts-

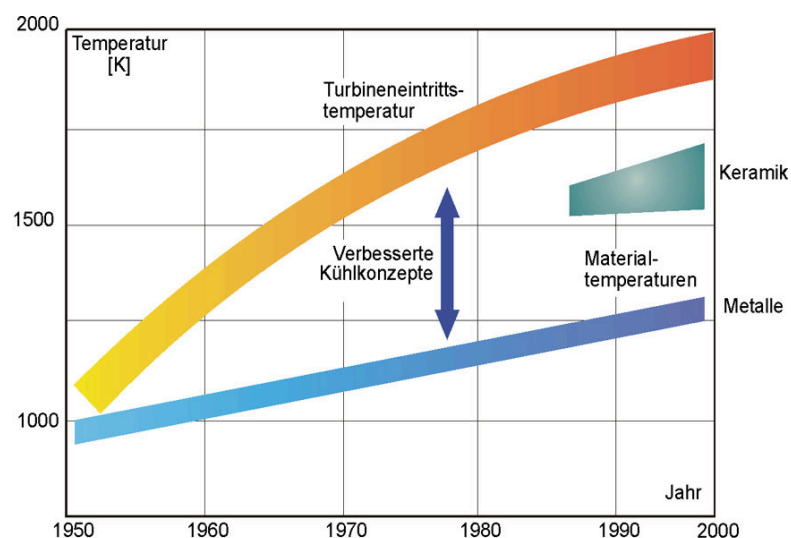


Bild 1.1: Entwicklung von TET und zulässiger Materialtemperatur nach [2] und [3]

ten. Besonders effizient stellt sich die Effusionskühlung dar, die aber aus den genannten Gründen nicht realisiert wird. Zum Einsatz kommt heute eine Kombination aus optimierter Innenkühlung und mehrreihiger Filmkühlung. Die Kanäle des Innenkühlsystems sind mit unterschiedlichen, den Wärmeübergang steigernden, Einbauten versehen, wohingegen die Filmkühlung mit profilierten Kühlluftbohrungen (sogenannten fan shaped holes) in hintereinander angeordneten Bohrungsreihen ausgestattet ist.

Die Auslegung eines derartigen Schaufelkühlsystems wird von drei Berechnungsaufgaben bestimmt. Dies sind die Ermittlung des heißgasseitigen und des kühlluftseitigen Wärmeüberganges am Schaufelmaterial und die Bestimmung der Wärmeleitung in den Schaufelwänden. Ziel der Auslegung ist zum einen die Realisierung der erforderlichen Kühleffektivität mit minimalem Kühlluftumsatz, und zum anderen die Gewährleistung einer möglichst gleichmäßigen Temperaturverteilung im Schaufelmaterial, um Einbußen an Betriebssicherheit und Lebensdauer, hervorgerufen durch thermische Spannungen, zu vermeiden. Desweiteren sind niedrige Herstellkosten bei vertretbarem Fertigungsaufwand anzustreben.

1.3 Ziel dieser Arbeit

Die Entwicklungsarbeiten an Kühlkonfigurationen von Turbinenschaufeln, stützen sich zu meist auf Erkenntnisse aus Modellversuchen, analytischen Betrachtungen (Korrelationen) und experimentellen Untersuchungen. Mehr und mehr, vor allem Dank des Fortschritts auf dem Computer-Sektor, finden numerische Berechnungsmethoden zur Strömungs- und Wärmeübergangssimulation Anwendung. Die Entwicklung dieser Programme wurde in den letzten 10 Jahren intensiv vorangetrieben. Dennoch ist es nur bedingt möglich, die komplexen Strömungen in und um Turbinenschaufeln, die zusätzlichen Volumenkräften

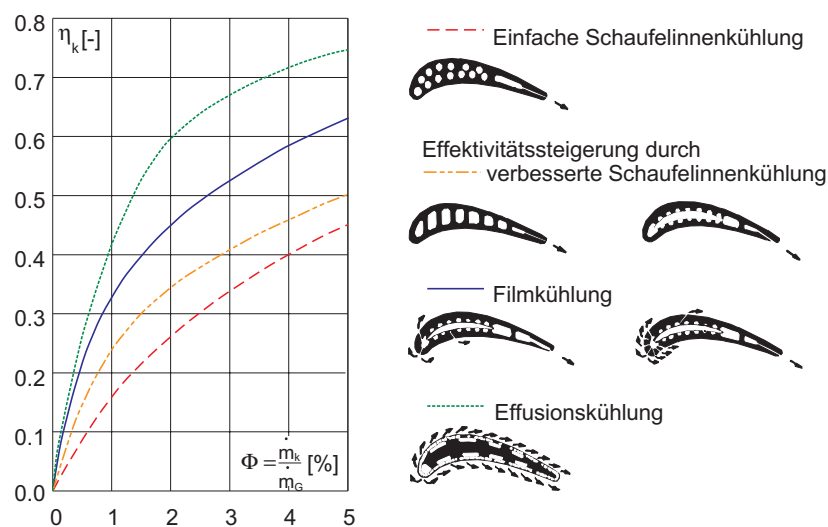


Bild 1.2: Kühleffektivität charakteristischer Kühlkonfigurationen nach [2] und [3]

wie Flieh- und Corioliskraft ausgesetzt sind, zu berechnen. Soweit es die Strömungssimulation betrifft, führen die Ergebnisse auf dem Gebiet der Turbulenzmodellierung zu qualitativ recht guten Ergebnissen. Die Wandbehandlung stellt jedoch aufgrund der Haftbedingung des Strömungsfeldes an der Wand und der Existenz von laminaren und turbulenten Gebieten in der Grenzschicht ein spezielles Problem dieser Simulationsmethoden dar. Die Diskrepanz zwischen simulierten und experimentell ermittelten Ergebnissen ist daher oft noch recht groß. Dies trifft insbesondere für die Innenkühlung zu, da hier die geometrischen Randbedingungen die Strömung und den Wärmeübergang in besonderem Maße beeinflussen. Man verwendet daher einfach anwendbare, oftmals eindimensionale, Korrelationen, die die wesentlichen Parameter des betrachteten Problems enthalten.

Aufgrund der Tatsache, dass die Innenkühlung bei den unterschiedlichen Kühlkonfigurationen stets eine wichtige Rolle spielt, soll mit dieser Arbeit ein Beitrag zum besseren Verständnis der Wärmeübergangsmechanismen in Innenkühlsystemen unter besonderer Berücksichtigung der herrschenden Strömungsphänomene geleistet werden. Des weiteren liegt hiermit eine Datenbasis zur Validierung von numerischen Berechnungsverfahren vor, die mit lokalen Wärmeübergangskoeffizienten Rückschlüsse auf den Gesamtwärmeübergang und die lokalen Temperaturgradienten ermöglicht. Dabei ist es von Vorteil, den Einfluss der Systemrotation isoliert anhand der Corioliskraft zu untersuchen, ohne Fliehkrafteffekte berücksichtigen zu müssen. Hierfür bietet sich das verwendete indirekte Messverfahren an.

Von großer Bedeutung sind Erkenntnisse über die Wirkung von Volumenkräften die durch Systemrotation auf das Strömungsfeld und somit auf den Wärmeübergang wirken. Dies gilt insbesondere dann, wenn zur Steigerung des Wärmeüberganges Turbulatoren an den Kanalwänden ihrerseits das Strömungsfeld beeinflussen und es zur Überlagerung verschiedener Einflüsse kommt.

2 Innenkühlung von Turbinenschaufeln

Die Problemstellung dieser Arbeit, nämlich die Überlagerung von geometrischen Einflussfaktoren wie Rippen und 180°-Umlenkung, mit der durch die Rotation zusätzlich wirkende Corioliskraft, führt auf Grund ihrer gegenseitigen Wechselwirkungen zu einem sehr komplexen Strömungsfeld, dessen Charakteristik für angestellte Rippen aus Messungen heute noch weitgehend unerforscht ist. Zum Verständnis der Problematik werden zunächst die thermodynamischen Merkmale der Innenkühlung dargestellt. Anschließend sollen hydrodynamische Effekte, die auch innerhalb der experimentellen Untersuchungen zu dieser Arbeit eine wichtige Rolle spielen, erläutert werden.

2.1 Grundlagen der Innenkühlung

Kühlkanäle in Turbinenschaufeln sind mäanderförmig angeordnet, um eine effektive Ausnutzung des Kühlluftmassenstromes im Schaufelinnern zu ermöglichen und gleichzeitig eine lebensdaueroptimierte Materialtemperatur in allen Schaufelschnitten zu gewährleisten. Anhand der Abbildungen 1.1 und 1.2 wird deutlich, welche Effizienzsteigerung durch Kühlverfahren allgemein und eine verbesserte Innenkühlung speziell erreichbar ist. Turbinenschaufeln werden im Gießverfahren hergestellt. Sämtliche geometrische Ausprägungen

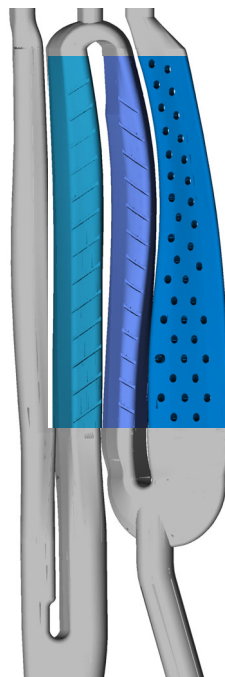


Bild 2.1: Reale Kühlkanalkonfiguration

des Innenkühlkanals werden dabei hergestellt¹. In Bild 2.1 ist das Negativmodell eines realen Innenkühlkanals abgebildet. Die Kanäle sind mit runden, veränderlichen Querschnitten ausgeführt und damit an die lokalen thermodynamischen und strukturellen Erfordernisse der Schaufel angepasst. Die farbig dargestellten mittleren Passagen enthalten angestellte Rippen an den Seitenwänden. Der Hinterkantenkanal ganz rechts ist mit sogenannten Pin Fins ausgestattet, die vornehmlich in engen Kanalquerschnitten eingesetzt werden. Beide Varianten, Rippen und Pin Fins, erhöhen den inneren Wärmeübergang durch induzierte Turbulenz, Sekundärströmungen und eine vergrößerte Wandoberfläche zur Wärmeaufnahme. Die Pin Fins besitzen außerdem eine Stützwirkung an der schmalen Schaufelhinterkante. Die Schaufelvorderkante ist bei Hochdruckturbinenschaufeln mit Kühlluftbohrungen (hier nicht dargestellt) für die Filmkühlung versehen.

Die Anforderungen an die Innenkühlung und deren Realisierung haben einen großen Einfluss auf das Strömungsfeld des Kühlluftmassenstromes, das den konvektiven Wärmeübergang bestimmt. Innerhalb dieser Arbeit treten die in den folgenden Kapiteln erläuterten Einflüsse auf das Strömungsfeld auf.

2.1.1 Sekundärströmungen durch 180°-Krümmer

Die geraden Passagen eines Kühlkanalsystems sind über 180°-Krümmer miteinander verbunden. Als Volumenkraft wirkt auf das Fluid die Zentrifugalkraft, die durch die Stromlinienkrümmung erzeugt wird. Ergebnisse aus Geschwindigkeitsfeldmessungen mittels der Laser-Doppler-Velocimetry (LDV) sind in Bild 2.2 als Vektorfelder dargestellt. Die Blickrichtung, in dieser Darstellung von Liou et al. [4], folgt der Hauptströmungsrichtung. Die Umlenkung der Strömung, die schon kurz vor dem Krümmeranfang beginnt, wird von einem Eckwirbel (siehe hierzu Bild 2.2 a) begünstigt und bewirkt eine Beschleunigung des Fluids. Gleichzeitig wirkt auf Grund der Stromlinienkrümmung die Zentrifugalkraft, die im Gleichgewicht mit einer in radialer Richtung ansteigenden Druckverteilung steht. In Wandnähe ist der Drehimpuls bezüglich des Krümmungsmittelpunktes, als Folge der niedrigeren Geschwindigkeit in der Grenzschicht, niedriger als in der Kernströmung. Das Fluid strömt somit entlang der Wand zur Krümmerinnenseite in Gebiete niedrigeren Drucks, während das Fluid im Kern, aus Kontinuitätsgründen, von der Innen- zur Aussenseite strömt. Die beiden entstehenden Sekundärwirbel in Bild 2.2 b) und c) werden in der englischsprachigen Literatur auch "Dean Vortices" genannt.

Der unmittelbare Bereich nach dem Krümmer wird durch eine Ablöseblase an der Innenwand bestimmt. Ihre Größe, in Hauptströmungsrichtung und quer dazu, hängt von der Reynolds-Zahl und den geometrischen Randbedingungen ab. Die Verringerung des Kanalquerschnittes durch diese Rezirkulationszone bewirkt eine Beschleunigung der Strömung entlang der Außenwand. Innerhalb der Ablöseblase ist die turbulente kinetische Energie am höchsten.

¹kleine Radien, z.B. zwischen benachbarten Kanalwänden oder an Rippen sind daher nicht herstellbar

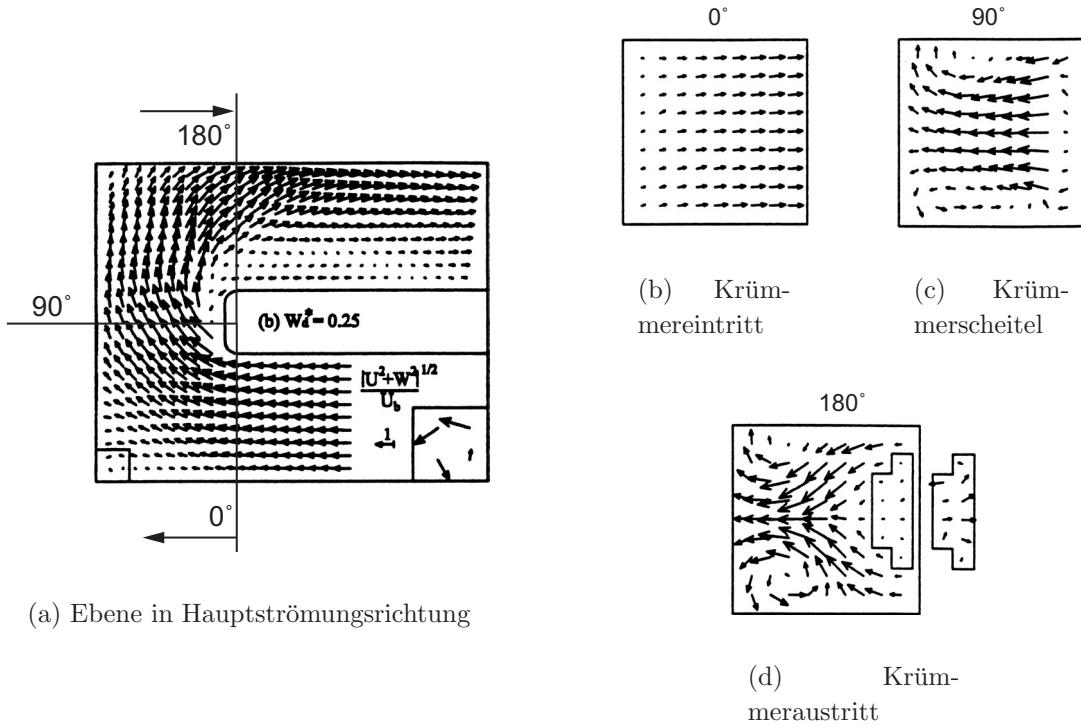


Bild 2.2: Geschwindigkeitsfeld im Bereich der 180°-Umlenkung

Diese Phänomene wurden schon in zahlreichen Publikationen untersucht. Besonders hervorzuheben sind hier auch die Arbeiten Liou und Chen [5] und Schabacker [6], die sehr detailliert Aufschluss über die Strömungsverhältnisse im Krümmerbereich geben.

2.1.2 Sekundärströmungen durch Rotation

Durch die Rotation der Turbinenschaufeln wirken auf das strömende Kühlmedium zwei weitere Volumenkräfte, nämlich die Zentrifugalkraft durch Rotation und die Corioliskraft. Der Einfluss der Zentrifugalkraft durch Rotation kommt in realen Kühlkanalsystemen oder auch bei der Anwendung direkter Wärmeübergangsmesstechniken in rotierenden Modellen zur Geltung. Durch Dichteunterschiede zwischen dem wärmeren Fluid an den Kanalwänden und dem kühleren Fluid in der Kernströmung, wirken in diesen beiden Bereichen eines Kühlkanalquerschnittes Zentrifugalkräfte unterschiedlicher Größe. Auf Grund der Kontinuität werden Sekundärströmungen bis hin zu lokalen Ablösegebieten induziert. Die Corioliskraft wirkt rechtwinkelig zum Vektor der Strömungsgeschwindigkeit und rechtwinkelig zum Vektor der Drehbewegung der Rotation. Der Vektor der Coriolisbeschleunigung ist damit definiert als:

$$\vec{a}_c = \vec{u} \times \vec{\omega} \quad (2.1)$$

Ähnlich der Zentrifugalkraft im Krümmer, bewirkt die Corioliskraft, bei radial auswärts gerichteter Strömung, einen positiven Druckgradienten zur nachfolgenden Wand². Entlang der Wände, wo durch die Grenzschicht die Strömungsgeschwindigkeit \vec{u} geringer ist, strömt

²in der Literatur auch Druckseite genannt

das Fluid zum Gebiet niedrigeren Druckes an der Führungswand³. Es bilden sich, entsprechend der Darstellung 2.3, zwei gegeneinander zirkulierende Sekundärwirbel aus, die eine Wärmeübergangserhöhung an der Druckseite bzw. eine Wärmeübergangsabsenkung an der Saugseite gegenüber dem stationären Fall bewirken. Auf Grund der Umkehrung von \vec{u} wird die Führungswand im zweiten Kanal zur Druckseite. Maßgebende Einflussgrößen auf die Geschwindigkeitsverteilung sind bei Untersuchungen mit Rotation entsprechend der Definition der Coriolisbeschleunigung 2.1 die Strömungsgeschwindigkeit, die Drehzahl aber auch der Kanalquerschnitt.

Der Effekt der Coriolisbeschleunigung auf die Entwicklung der Grenzschichten wurde schon in den 1970er Jahren publiziert. Zu nennen sind hier die Arbeiten von Bradshaw [7] und Johnston [8]. Messergebnisse, die aus der experimentellen Untersuchung des Strö-

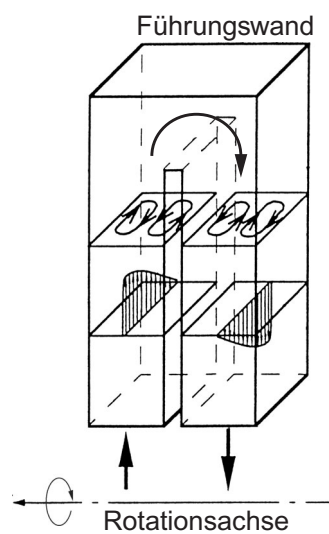


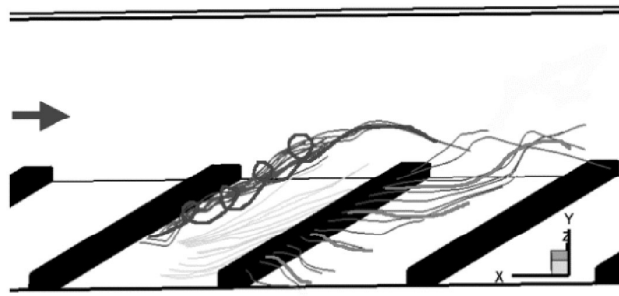
Bild 2.3: Rotationseinfluss auf das Strömungsfeld

mungsfeldes in rotierenden Kanälen hervorgingen, wurden mit der Einführung moderner Lasermesstechniken von Berg et al. [9] oder auch Cheah et al. [10] veröffentlicht. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Verringerung der Wandschubspannung an der Saugseite, während an anderen Umfangspositionen der Kanalquerschnitte erhöhte Geschwindigkeitsgradienten gemessen wurden.

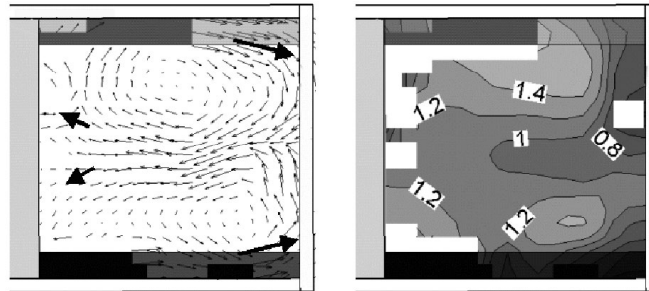
2.1.3 Sekundärströmungen durch Turbulatoren

In heutigen Kühlkanalsystemen werden Turbulatoren, zu denen auch an den Kanalwänden angebrachte Rippen gehören, eingesetzt. Zum einen wird dadurch die am Wärmeaustausch beteiligte Fläche erhöht und zum anderen Sekundärströmungen und ein erhöhter Turbulenzgrad in der Kühlluftströmung induziert. Die Rippen werden meist mit einem

³auch Saugseite genannt



(a) Rippeninduzierte Stromlinien



(b) Strömung im Kanalquerschnitt

Bild 2.4: Geschwindigkeitsfeld bei versetzten 45°-Rippen

Anstellwinkel zur Hauptströmungsrichtung ausgeführt. Die Umlenkung des Fluids bewirkt die Bildung von Sekundärströmungen. Das Bild 2.4 aus [11] zeigt eine Rippenanordnung, die aus gegenüberliegend versetzten 45°-Rippen besteht, wie sie für diese Arbeit auch benutzt wurden. An der ersten Rippe in Abbildung 2.4 a) sind Stromlinien von Fluidteilchen dargestellt, die in einem Wirbel hinter der Rippe gebunden sind. Derartige Rezirkulationszonen verhindern den Austausch der Fluidteilchen und bewirken so lokal eine Verringerung des Wärmeüberganges. An der zweiten Rippe ist dargestellt, wie Fluidteilchen über die Rezirkulationszone in den Rippenzwischenraum gelangen. Wiederanlegegebiete, Stellen wo das Fluid wieder auf die Wand trifft, weisen auf Grund des hohen Gradienten in der Temperaturgrenzschicht und der hohen Wandschubspannung hohe Wärmeübergangskoeffizienten auf. So bewirken zur Hauptströmungsrichtung angestellte Rippen einen besseren Wärmeaustausch, als rechtwinkelig angeordnete Rippen. Das Bild 2.4 b) zeigt die sich einstellenden Wirbel im Kanalquerschnitt. Die Querbewegung des in Abbildung 2.4 a) gezeigten Rippenhinterkantenwirbels erzeugt diese Sekundärbewegungen, die eine verbesserte Durchmischung des Fluids bewirken. In Abbildung 2.4 b) ist die auf die mittlere Geschwindigkeit U_b bezogene Hauptströmungskomponente, entgegen der Strömungsrichtung betrachtet, dargestellt. Unmittelbar über der Rippe werden im Zentrum der Wirbel die Maximalwerte erreicht. Hier kommt es aufgrund der Verblockung des Kanals durch die Rippe zu einer Beschleunigung des Fluids.

Als wichtige Einflussgrößen auf das Strömungsfeld sind bei Rippenkonfigurationen die Rippenhöhe, der Abstand der Rippen, der Anstellwinkel zur Hauptströmungsrichtung

und die Art der Anordnung, gegenüberliegend versetzt oder parallel, zu nennen. Systematische Untersuchungen zum durch Rippen beeinflussten Strömungsfeld wurden von Rau [12] durchgeführt. Er variierte den Rippenwinkel, Rippenhöhe und den Rippenabstand in einem stationären quadratischen Kanal. Die Ergebnisse zeigen, dass mit zunehmenden Rippenanstellwinkel die Ausdehnung der Wirbel vor und hinter der Rippe zunimmt. Schabacker [6] verwendete erstmals die Particle Image Velocimetry (PIV) zur Strömungsfeldmessung in berippten Kanälen. Neben den turbulenten Schwankungsanteilen wurden dabei auch Aussagen zu den Strömungsverhältnissen in unmittelbarer Rippennähe für 90°- und 45°-Rippen gemacht. Die turbulente kinetische Energie entwickelt sich bei 45°-Rippen über eine Lauflänge von 14 Rippenmodulen nicht gleichmäßig ansteigend vom Kanaleintritt zum letzten Rippenmodul. Sie steigt zunächst bis zum 3. Rippenmodul stark an, verbleibt dort auf einem konstanten Niveau und wird ab dem 5. bis zum 8. Rippenmodul deutlich größer. Der weitere Anstieg danach ist wieder deutlich abgeschwächt, so dass man davon ausgehen kann, dass 12 Rippenmodule benötigt werden, um eine vollentwickelte turbulente kinetische Energie im Strömungsfeld zu erhalten.

Das Strömungsfeld im berippten rotierenden Kanal mit 90°-Rippen hat Liou et al. [13] mittels der Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) untersucht. Die Ergebnisse zeigen für den rotierenden Fall einen deutlichen Anstieg der maximalen Geschwindigkeit und des Turbulenzgrades gegenüber dem rotierenden glatten Kanal.

2.2 Theoretische Grundlagen

2.2.1 Dimensionslose Erhaltungsgleichungen und die charakteristischen Kennzahlen

Für die physikalische Beschreibung einer Strömung betrachtet man ein infinitesimales Volumenelement, um die Bilanzgleichungen für Masse, Impuls, Energie und Teilmasse (bei Stoffübergangsvorgängen) aufzustellen. Die Gleichungen werden für ein rotierendes Koordinatensystem, wie es in Bild 2.5 dargestellt ist, dimensionslos formuliert. Die dimensionslose Darstellung enthält die die Strömung charakterisierenden Größen. Diese Ähnlichkeitsparameter müssen im Experiment denen in der Realität entsprechen, um die Übertragbarkeit von am Modell ermittelten Ergebnissen auf die reale Anwendung zu gewährleisten. Desweiteren macht diese Art der Darstellung den Einfluss der in den Versuchen variierten Parameter auf das Strömungsfeld deutlich. Folgende vereinfachende Annahmen wurden getroffen:

- Aufgrund der niedrigen Machzahlen ($Ma \rightarrow 0$) kann die Strömung als inkompressibel betrachtet werden ($\frac{\partial \rho}{\partial p} = 0$).
- Temperaturänderungen im Strömungsfeld sind vernachlässigbar und haben keinen Einfluss auf die dynamische Viskosität: $\mu \neq \mu(T)$.

- Energieaustausch durch laminare und turbulente Dissipation wird vernachlässigt, $\Phi_{Diss} = 0$.
- Es wird ein inertes Binärgemisch betrachtet, $\sigma_\alpha = 0$.
- Die Drehfrequenz des Modelles ist konstant, $\dot{\vec{\Omega}} = 0$.
- Das Relativsystem unterliegt keiner translatorischen Bewegung.

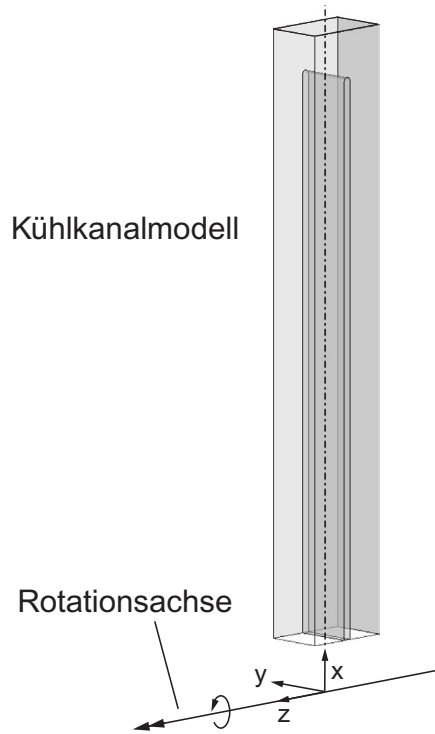


Bild 2.5: Mitrotierendes Koordinatensystem des Kühlkanalmodells

Neben der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase

$$\frac{p}{\rho} = R T \quad (2.2)$$

sind die Materialgleichungen erforderlich. Für ein Newton'sches Fluid ist dies zum einen die Gleichung für den viskosen Spannungstensor

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.3)$$

und zum anderen der Fourier'sche Ansatz der Wärmeleitung

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T_i}{\partial x_j}. \quad (2.4)$$

Innerhalb dieser Arbeit wird von der Wärme-Stoff-Analogie Gebrauch gemacht. Es ist daher notwendig, wie für den Energiefluss des Wärmeüberganges in Gleichung 2.4, eine Gleichung für den Diffusionsmassenstrom der Teilmasse zu verwenden. Diese ergibt sich mit dem Fick'schen Ansatz der Diffusion zu:

$$j_j = -\rho D \frac{\partial c_i}{\partial x_j}. \quad (2.5)$$

Die Bilanzgleichungen können mit den jeweiligen Herleitungen der einschlägigen Literatur, wie z. B. [14, 15] entnommen werden. Sie stellen sich in der dimensionslosen Schreibweise damit wie folgt dar:

Massenerhaltungssatz

$$\frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{x}} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial \hat{y}} + \frac{\partial \hat{w}}{\partial \hat{z}} = 0 \quad (2.6)$$

Impulserhaltungssatz für die drei Koordinatenrichtungen

$$\textbf{x-Richtung:} \quad \frac{D\hat{u}}{D\hat{t}} = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial \hat{x}} + \hat{\mu} \frac{1}{Re} \cdot \Delta' \hat{u} - 2Ro \cdot \hat{v} + Ro^2 \cdot R + Ar \cdot \hat{\Theta} \quad (2.7)$$

$$\textbf{y-Richtung:} \quad \frac{D\hat{v}}{D\hat{t}} = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial \hat{y}} + \hat{\mu} \frac{1}{Re} \cdot \Delta' \hat{v} + 2Ro \cdot \hat{u} \quad (2.8)$$

$$\textbf{z-Richtung:} \quad \frac{D\hat{w}}{D\hat{t}} = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial \hat{z}} + \hat{\mu} \frac{1}{Re} \cdot \Delta' \hat{w} \quad (2.9)$$

Der Einfluss der Corioliskraft wird in den Termen $Ro \cdot \hat{v}$ und $Ro \cdot \hat{u}$ deutlich. Die Wirkung der Fliehkraft wird durch den Term $Ro^2 \cdot R$, mit R als Radius, dargestellt. Der Term $Ar \cdot \hat{\Theta} = Gr/Re^2 \cdot \hat{\Theta}$ bringt die Auftriebskräfte zum Ausdruck, die durch Fliehkraftunterschiede im Kanalquerschnitt durch Dichtegradienten wirken.

Energieerhaltungssatz

$$\frac{D\hat{T}}{D\hat{t}} = \frac{1}{RePr} \frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \hat{y}^2} \quad (2.10)$$

Stoffaustauschgleichung

$$\frac{D\hat{c}}{D\hat{t}} = \frac{1}{ReSc} \frac{\partial^2 \hat{c}}{\partial \hat{y}^2} \quad (2.11)$$

In den Gleichungen 2.8 bis 2.9 erscheinen die für das Strömungsfeld charakteristischen dimensionslosen Ähnlichkeitsparameter. Es sind dies:

Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{u_0 d \rho_0}{\mu_0} = \frac{u_0 d}{\nu_0} \quad (2.12)$$

Rotations-Zahl

$$Ro = \frac{\omega_0 d}{u_0} \quad (2.13)$$

Archimedes-Zahl

$$Ar = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2.14)$$

Grashof-Zahl der Rotation

$$Gr_{rot} = \omega^2 R \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} \cdot \frac{d^3 \rho_0^2}{\mu_0^2} \quad (2.15)$$

Die Gleichungen 2.10 und 2.11 enthalten zwei weitere dimensionslose Kennzahlen, die zur Beschreibung des Temperatur- bzw. Konzentrationsfeldes in der Strömung notwendig sind. Die molekulare Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\mu_0 c_p}{\lambda} = \frac{\nu_0}{a} \quad (2.16)$$

ist ein Maß für das Verhältnis von Impuls- zu Wärmeaustausch, und die molekulare Schmidt-Zahl

$$Sc = \frac{\mu_0}{\rho_0 D} = \frac{\nu_0}{D} \quad (2.17)$$

stellt einen Ausdruck für das Verhältnis von Impuls- und Stoffaustausch dar. Die Prandtl-Zahl und die Schmidt-Zahl sind reine Stoffgrößen und hängen nur von der Fluidpaarung und deren thermodynamischen Zustand ab.

Die in den Gleichungen 2.12 bis 2.17 beschriebenen Kennzahlen sind die charakterisierenden Parameter für die Ähnlichkeit der Strömung im Modell gegenüber der Strömung in einem realen Turbinenschaufelkühlkanal.

2.2.2 Die Wärme-Stoff-Analogie für molekulare und turbulente Austauschvorgänge

Die lokalen Verteilungen von Temperatur oder Konzentration, die sich auf Grund von molekularen Austauschvorgängen im Strömungsfeld einstellen, erhält man als Lösung der entsprechenden Erhaltungssätze, Gleichung 2.10 bzw. 2.11. Wie man leicht sieht, haben diese beiden Gleichungen einen analogen Charakter, da sich \hat{T} und \hat{c} einerseits und Sc und Pr andererseits entsprechen. Man spricht in diesem Fall von der Analogie zwischen Wärme- und Stoffaustausch. Für den Sonderfall

$$Sc = Pr \text{ bzw. } Le = \frac{Sc}{Pr} = 1 \quad (2.18)$$

sind die sich bei gleichen Anfangs- und Randbedingungen ergebenden dimensionslosen Temperatur- und Konzentrationsprofile deckungsgleich. Dieser Sonderfall ist in der Praxis aber die Ausnahme, denn es gilt $Sc \neq Pr$ ⁴. Man benötigt dann eine Analogiefunktion, um aus dem dimensionslosen Stoffübergangskoeffizienten, der Sherwood-Zahl

$$Sh = \frac{\beta d}{D}, \quad (2.19)$$

den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten, die Nusselt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad (2.20)$$

⁴Innerhalb dieser Arbeit wurde für das Naphthalin-Luft-Gemisch $Sc = 2.51$ verwendet

zu berechnen. Eine Analogiefunktion wird im allgemeinen dargestellt als

$$\frac{Nu}{Sh} = \frac{f(Pr)}{f(Sc)} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n, \quad (2.21)$$

wobei der Exponent n entsprechend der Strömungsform zu wählen ist. Eine Übersicht darüber gibt Presser [16].

Reale Strömungsvorgänge sind in Natur und Technik zumeist turbulent. Auch die Strömung in Kühlkanälen von Turbinenschaufeln wird von starken Schwankungsbewegungen überlagert. In dieser Art von Strömungen dominieren die turbulenten Austauschvorgänge gegenüber den molekularen. Die letzteren sind nur in der viskosen Unterschicht, also in unmittelbarer Wandnähe, von Bedeutung. Eine Möglichkeit, die Turbulenz mathematisch zu beschreiben, bieten statistische Ansätze. Sämtliche Größen einer turbulenten Strömung sind vom Ort x_i und von der Zeit t abhängig. Der Momentanwert einer Größe $\phi(x_i, t)$ wird dabei in einen zeitlichen Mittelwert und einen Schwankungsanteil aufgespalten.

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (2.22)$$

Der zeitliche Mittelwert wird hierbei definiert als:

$$\bar{\phi}(x_i) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi(x_i, \tau) d\tau. \quad (2.23)$$

Bei der Verwendung der zeitlich gemittelten Größen innerhalb der Reynolds'schen Bilanzgleichungen entstehen nach [15] zusätzliche Korrelationen der Schwankungsgrößen

$$-\overline{\rho u_i' u_j'}, \overline{\rho T_i' u_j'} \text{ und } \overline{\rho c_i' u_j'}, \quad (2.24)$$

womit das System der Bilanzgleichungen für den turbulenten Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch drei weitere Unbekannte besitzt. Die Schließung dieses Problems kann erreicht werden, wenn die zusätzlichen Gleichungen durch geeignete Ansätze modelliert werden. Hier begibt man sich in den komplexen Bereich der Turbulenzmodellierung. Die einschlägige Literatur, siehe z.B. [17, 18], gibt einen Überblick der verschiedenen Ansätze zu Modellierung von Turbulenz und deren Vor- und Nachteile. Die Wirkung zusätzlicher

Volumenkräfte auf die turbulenten Schwankungsbewegungen ist in gekrümmten Kanälen oder bei Rotation nach [7] nicht zu vernachlässigen. In radial durchströmten Rohren, kommt es bei turbulenter Strömung durch die Wirkung der Corioliskraft an der voraussiehenden Wand zu einer Dämpfung des turbulenten Impulsaustausches bis hin zur Relaminarisierung. Die Strömung an der nacheilenden Wand hingegen erfährt eine Anfachung der Turbulenz. Dieser Effekt ist analog zu den Verhältnissen in turbulent durchströmten gekrümmten Kanälen und wird in [18] ausführlich erläutert.

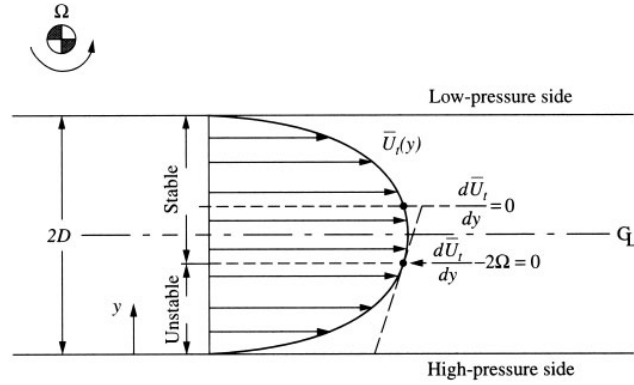


Bild 2.6: Einfluss der Rotation auf die Turbulenz

Zur Charakterisierung der Wirkung auf den turbulenten Impulsaustausch durch die Corioliskraft definiert [7] anhand der Abbildung 2.6 die Richardson-Zahl die hier für eine zweidimensionale idealisierte Strömung angegeben ist.

$$Ri_{rot} = \frac{-2\Omega(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - 2\Omega)}{(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y})^2} \quad (2.25)$$

Positive Werte von Ri_{rot} charakterisieren die Dämpfung und negative Werte die Anfachung infolge der Corioliskraft. Der Einfluss dieses Sachverhaltes auf den Wärme- und Stoffübergang in rotierenden glatten Kanälen ist in zahlreichen Publikationen (z. B. [19, 20, 5]) beschrieben worden.

Speziell über die mathematische Beschreibung zusätzlicher Volumenkräfte, wie sie bei Strömungsproblemen in Kühlkanälen von Turbinenschaufeln auftreten, gibt [18] für algebraische Turbulenzmodelle eine Übersicht.

Analog zu den molekularen Austauschgrößen ergeben sich in turbulenten Strömungen turbulente Austauschgrößen für Wärme und Stoff. Mit dem Ansatz von Boussinesq beispielsweise lassen sich gemäß [15] eine turbulente Prandtl-Zahl Pr_t und eine turbulente Schmidt-Zahl Sc_t einführen, die keine Stoffwerte sind, sondern die turbulente Strömung beschreibende Größen. Man geht dabei davon aus, dass die Turbulenz ein strömungsmechanisches Problem ist und die die Strömung charakterisierenden großen Wirbel in gleicher

Weise Wärme wie Stoff transportieren. Die Aussage

$$Sc_t = Pr_t \text{ bzw. } Le_t = \frac{Pr_t}{Sc_t} = 1 \quad (2.26)$$

wird daher allgemein akzeptiert (siehe hierzu auch [14, 15, 21]) und als Analogiefunktion kann nach [22] die Gleichung 2.21 verwendet werden.

2.3 Stand der Wissenschaft

Es ist auf dem Gebiet der Turbinenkühlung eine Vielzahl an Forschungsergebnissen veröffentlicht worden. Die Innenkühlung und die Filmkühlung decken dabei einen Großteil der Untersuchungen ab. Bei beiden Kühlungsarten spielen zusätzliche Volumenkräfte, wie die Corioliskraft durch Rotation oder die Fliehkraft an konvex gekrümmten Oberflächen, eine wichtige Rolle. Die auftretenden Stromlinienkrümmungen in turbulenten Strömungen sind durch die heutigen numerischen Berechnungsmethoden nicht mit ausreichender Genauigkeit zu simulieren, was neben der Erforschung grundlegender Erkenntnisse eine weitere Ursache für die rege Forschungstätigkeit auf diesem Gebiet sein dürfte.

Den Stand der Forschung bis 1999 dokumentiert ausführlich Han et al. [23] für jegliche Kühlungsarten in Fluggasturbinen und stationären Gasturbinen. Die für diese Arbeit wesentlichen Erkenntnisse daraus sind in den Kapiteln 2.1.1, 2.1.2 und 2.1.3 beschrieben. Zu der hier beschriebenen Thematik des Einflusses von Rippen auf den Wärme-/Stoffübergang in sowohl stationären, als auch rotierenden Kanälen werden in diesem Kapitel noch weitergehende Anmerkungen zum Stand der Literatur gemacht.

Detaillierte experimentelle und numerische Untersuchungen an einem stationären Kanal mit 45°-Rippen wurden von Iacovides et al. [24] veröffentlicht. Der Vergleich von experimentellen Daten mit numerischen Ergebnissen zeigt für die Hauptströmungskomponente U im Rippenzwischenraum eine gute Übereinstimmung bezüglich der rippeninduzierten Sekundärströmung. Die charakteristische Kontur der Nusseltzahlen in einem Rippenzwischenraum wurde mittels der Flüssigkristallmethode ermittelt. Das Maximum liegt dabei in der stromaufliegenden Ecke des betrachteten Bereiches und weist auf den wärmeübergangssteigernden Einfluss der Rippen hin. Neben weiteren Arbeiten von Iacovides et al. [24, 25] untersuchten Casarsa et al. [26] in Verbindung mit Strömungsfeldmessungen den Wärmeübergang in einem Kanal mit 90°-Rippen. Ebenso detailliert sind die Untersuchungen von Rau [12, 27] und auch von Chanteloup [28, 29, 30, 31, 11], die die Verbindung zwischen rippeninduziertem Strömungsfeld, gemessen mit laserbasierten Messmethoden, und hochaufgelösten Wärmeübergangsverteilungen, ermittelt mit der Flüssigkristallmethode, herstellen. Während Chanteloup [28] in einem Kanal an mehreren Stellen Wärmeübergangsmessungen durchführt, beschränkt sich Rau [12] auf einen Rippenzwischenraum im

vollentwickelten Strömungsgebiet. Seine Ergebnisse zeigen die Abhängigkeit der Nusselt-Zahl vom Rippenwinkel und von der Rippenanordnung. Die Wärmeübergangserhöhung ist demnach für 60°-Rippen höher als für 45°- oder 30°-Rippen. Gleichzeitig steigt aber auch der Druckverlust, sodass für 45°-Rippen der thermo-hydraulische Nutzungsgrad ζ_{th} ⁵ höher ist als für 60°-Rippen. Bei größerem Winkel der Rippe zur Hauptströmungsrichtung vergrößert sich der Formwiderstand und auch der Totaldruckverlust nimmt zu.

Ebenso wie Rau [12] zeigen die Messergebnisse von Chanteloup [28] den bestimmenden Einfluss der rippeninduzierten Sekundärströmung auf den Wärmeübergang. Sehr bedeutend ist auch der Effekt der 180°-Umlenkung, der zur Erhöhung der Nusseltzahl um bis zu 20% gegenüber dem Bereich mit vollentwickelter rippeninduzierter Sekundärströmung. Eine Ursache hierfür ist in diesen Untersuchungen die entgegengesetzte Richtung der rippeninduzierten und krümmerinduzierten Sekundärströmungen, was eine zusätzliche Anfachung der Turbulenz verursacht. Der höhere Turbulenzgrad und die Intensität der krümmerinduzierten Strömung nehmen direkt Einfluss auf den Wärmeübergang im Krümmer und im Nachkrümmerbereich.

Die Arbeit von Johnson et al. [32] gilt als einer der ersten systematischen Untersuchungen mit einem rotierenden, berippten Kühlkanalmodell. Die Ergebnisse werden oft als Referenz herangezogen. Der Rotationseinfluss bewirkt mit angestellten Rippen demnach eine vergleichbare Wärmeübergangsveränderung an den druck- und saugseitigen Wänden wie für das glatte Modell. Die Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl wird für den Bereich $50000 < Re < 75000$ mit $Nu = f(Re) = Re^{0.8}$ angegeben. Neben dem Einfluss von Rotations- und Reynolds-Zahl wurde auch der Auftriebseffekt auf den Wärmeübergang untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass bei schräg angestellten Rippen der Auftriebseffekt geringer ist als bei einem glatten Kanal. Die rippeninduzierten Sekundärströmungen bewirken mit der besseren Durchmischung des Fluids eine Verringerung der Dichtegradienten im Kanalquerschnitt, die ja ursächlich für Auftriebseffekte sind.

Liou et al. [33, 13] zeigen Ergebnisse aus Strömungsfeld- und hochaufgelösten Wärmeübergangsmessungen im rotierenden Kanal mit 90°-Rippen. Der durch die Corioliskraft aufgeprägte Druckgradient im Kanalquerschnitt verursacht eine Steigerung von U_{max}/U_b und der turbulenten Intensität u'_{max}/U_b . Die Wärmeübergangssteigerung in Abhängigkeit der Rotationszahl lässt sich demnach mit einem linearen Ansatz für die berippten Kanalwände beschreiben.

Den Einfluss profilierter Rippen auf den Wärme-/Stoffübergang im rotierenden System untersuchten Acharya et al. [34] und Nikitopoulos et al. [35]. Die profilierten Rippen bewirken gegenüber den rechtwinkligen Rippen eine weitere Steigerung der Übertragungskoeffizienten. Die Ursache hierfür liegt in den zusätzlichen Sekundärbewegungen longitudinal ausgerichteter Wirbel, die mit der rotationsinduzierten Sekundärbewegung interagieren. Die detaillierten Ergebnisse eines quadratischen Kanals zeigen außerdem, dass an den unberippten Seitenwänden der Einfluss der Rippen bei Rotation im Bereich der nacheilenden Rippenwand größer ist, als an der gegenüberliegenden Ecke zur vorauseilenden Rippenwand. Entsprechend umgekehrt sind die Verhältnisse bei radialeinwärts gerichtete-

⁵Definition siehe 5.2

ter Strömung. Der Rippeneffekt ist daher erwartungsgemäß dort größer, wo der Kern der Hauptströmung durch die Corioliskraft hin verlagert wird.

Weitere Stoffübergangsuntersuchungen wurden von Cho et al. [36] durchgeführt. Für verschiedene Rippenanordnungen mit 60° -Rippen wurde festgestellt, dass rippensegmentweise gemittelte Daten sich zwar durch die Rotation verschieben, im unmittelbaren Bereich hinter einer Rippe der Corioliskrafteinfluss bei $Ro = 0.1$ nicht ausreicht, um das rippeninduzierte Strömungsfeld zu beeinflussen.

Direkte Wärmeübergangsmessungen mit Thermoelementen und beheizten Kanalsegmenten wurden von Al-Hadhrami und Han [37] und Azad et al. [38] durchgeführt. Der Einfluss der Kanalorientierung relativ zu Rotationsachse auf den Wärmeübergang in einem berippten Kanal wurde dabei untersucht. Mit der Verdrehung des Modelles um seine Hochachse (bei einem quadratischen Modell um max. 45°) nimmt der Rotationseinfluss auf den Wärmeübergang ab. Die rotationsinduzierten Sekundärströmungen treffen hier nicht auf die Wandmitte der nacheilenden Wand, sondern in die Ecke zwischen einer unberippten Seitenwand und einer Rippenwand. Dies hemmt die Sekundärbewegungen durch Rotation und bewirkt eine geringere Wärmeübergangsbeeinflussung als bei einem rechtwinklig ausgerichtetem Modell.

Numerische Berechnungsverfahren (CFD) sollen in Zukunft den Aufwand für experimentelle Untersuchungen minimieren. Die in der Literatur gezeigten numerischen Untersuchungen orientieren sich aber immer noch an experimentell ermittelten Daten. Der Einsatz unterschiedlichster Turbulenzmodelle innerhalb einer Vielzahl kommerzieller und auch universitätseigener Berechnungsprogramme wurde untersucht. Iacovides et al. [39] geben einen Überblick über die Tätigkeiten auf dem Gebiet der numerischen Strömungs- und Wärmeübergangsberechnung in Innenkühlkanälen von Turbinenschaufeln. Neuere Arbeiten liegen von Jang et al. [40] und Al-Qahtani et al. [41] vor. In beiden Untersuchungen wurden 45° -Rippen in rotierenden Kanalmodellen eingesetzt, sodass der Effekt von rippeninduzierten Sekundärströmungen auf den Wärmeübergang unter dem Einfluss der Corioliskraft simuliert wurde. Demnach bestehen auch im rotierenden Kanal die Rippenhinterkantenwirbel, wobei die Differenz der Daten der berippten Kanalwände einen Rotationseinfluss erkennen lässt. Die Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Daten ist in [40] durch die Verwendung des sogenannten Reynolds-Stress-Modelles relativ gut. Neuere Berechnungsmethoden finden aufgrund der verbesserten Rechnerkapazitäten immer mehr Anwendung auf dem Gebiet der Innenkühlung. Beispielfhaft sei hier die Arbeit von Saha und Acharya [42] genannt, die für eine Reynolds-Zahl von 12500 das Strömungs- und Temperaturfeld in einem Rippensegment eines Kanals mit 90° -Rippe. Demnach verlängert sich die Ablösezone hinter der Rippe auf der vorseilenden Wand bei Rotation. Daher ist die Stromlinienkrümmung hier geringer als an der nachfolgenden Wand, was über die geringeren Schubspannungen dämpfend Einfluss auf die Turbulenz nimmt.

Experimentelle Untersuchungen, die hochaufgelöste Strömungs- und Wärmeübergangsdaten aus einem rotierenden Kanal enthalten, sind speziell für angestellte Rippen noch wenig zu finden. Daher soll diese Arbeit einen Beitrag dazu leisten, den Einfluss der Corioliskraft auf den rippeninduzierten Wärme-/Stoffübergang zu verstehen.

3 Die experimentelle Vorgehensweise

Es gibt mehrere Messverfahren zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl, die sich in die Gruppen der direkten und der indirekten Messmethoden untergliedern. Bei den indirekten Messverfahren bedient man sich meist der Wärme-Stoff-Analogie, um aus einer Stoffübergangsmessung mit Hilfe einer Analogiefunktion auf den Wärmeübergang zu schließen. Innerhalb jeder Gruppe lässt sich nun weiter unterscheiden, ob es sich bei der thermischen Randbedingung des jeweiligen Verfahrens um die des konstanten Wandwärmestromes ($q_w = \text{const.}$) oder die der isothermen Wand ($T_w = \text{const.}$) handelt. Diese Randbedingungen entsprechen denen, die bei der analytischen Betrachtung der Energiegleichung benutzt werden.

Berg [19] und auch Richter [21] haben in ihren Arbeiten die Differenzierung der Messverfahren zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl ausführlich erläutert und die einzelnen Verfahren erklärt.

3.1 Das verwendete Messverfahren

Es wurde bereits in den vorangegangenen Kapiteln erwähnt, dass es ein Ziel der Untersuchungen ist, eine Datenbasis zur Validierung von 3D-CFD-Verfahren zu schaffen. Hierzu ist es notwendig, lokale Wärmeübergangsverhältnisse zu ermitteln, da nur sie den Einfluss des lokalen Strömungsfeldes auf die Transportvorgänge an der Wand wiedergeben und heute von den eingesetzten CFD-Verfahren ebenfalls berechnet werden. Es ist daher verständlich, dass eine Messtechnik gewählt wurde, welche detaillierte Wärmeübergangsverhältnisse liefert, bei gleichzeitig vertretbarem Aufwand bezüglich der Messdatenermittlung im rotierenden Kühlkanalmodell.

Innerhalb der vorliegenden Arbeit wurden die Wärmeübergangszahlen indirekt mittels der Naphthalin-Sublimationstechnik bestimmt. Diese Messtechnik ermöglicht eine hohe lokale Auflösung der gemessenen Wärmeübergangszahlen im rotierenden Kühlkanalmodell und ist am Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe der TUD etabliert. Der konstanten Konzentration des Naphthalins an der Wand ($c_w = \text{const.}$) entspricht die thermische Randbedingung der isothermen Wand ($T_w = \text{const.}$) bei der Wärmeübertragung. Die Naphthalin-Sublimationstechnik hat gegenüber den direkten Messmethoden zahlreiche Vorteile, die Berg [19] und Richter [21] ausführlich erläutert haben. Für die vorliegende Arbeit ist besonders hervorzuheben, dass im rotierenden Kühlkanalmodell keine aufwändige Messtechnik notwendig war. Nachteilig kam zum Tragen, dass das Modell vor jedem Versuch zeitaufwändig neu präpariert werden musste, was insbesondere für die Versuche mit Rippen sehr sorgfältig durchgeführt werden musste.

Die Stoffeigenschaften des Naphthalins und die für die Wärme-Stoff-Analogie notwendigen Größen sind in der Tabelle 3.1 aufgeführt.

Summenformel	$C_{10}H_8$
Dichte (in festem Zustand)	1145.0 kg/m^3
Molmasse	128.16 kg/kmol
Gaskonstante	64.84 J/(kgK)
Dampfdruck	$\log p_N = 13.57 - 3734K/T_W$
Schmelzpunkt	353.15 K
Schmidtzahl	2.51
Lewiszahl	3.54
Diffusionskoeffizient bei Bezugs- zustand ($T_0 = 273.15 \text{ K}, p_0 = 1013 \text{ hPa}$)	$5.185 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Tabelle 3.1: Eigenschaften von Naphthalin

3.2 Berechnung der lokalen Sherwoodzahl-Verteilung

Aufgrund der verwendeten indirekten Messtechnik wird die örtliche Kennzahl des Stoffüberganges, die Sherwoodzahl, bestimmt. Sie ist als lokale Größe in einem kartesischen Koordinatensystem definiert als:

$$Sh(x, y) = \frac{\beta(x, y)L}{D(x, y)} \quad (3.1)$$

L Bezugslänge [m]
 $D(x, y)$ örtlicher Diffusionskoeffizient [m^2/s]
 $\beta(x, y)$ örtliche Stoffübergangszahl [m/s]

Es bietet sich bei Rohrströmungen als Bezugslänge der hydraulische Durchmesser d_h an, der auch zur Berechnung der Reynolds-Zahl herangezogen wird. Bei einem quadratischen Rohrquerschnitt entspricht d_h gerade der Kantenlänge.

Eine ausführliche Herleitung des Diffusionskoeffizienten für das Stoffsystem Naphthalin-Luft ist [19] zu entnehmen. Es gilt:

$$D(x, y) = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^u \frac{p_0}{p(x, y)} \quad (3.2)$$

Die in Gleichung 3.2 verwendeten Konstanten können der Tabelle 3.1 entnommen werden. Der Exponent u wird entsprechend [19] zu $u = 1.75$ gesetzt.

Die Rohrströmung wird durch einen negativen Druckgradienten in Strömungsrichtung verursacht. Aus diesem Grund wurden die für die Ermittlung von $p(x, y)$ benötigten Druckdaten während des Versuches am Ein- und Austritt des Modells gemessen.

Die örtliche Stoffübergangszahl in Gleichung 3.1, $\beta(x, y)$, bestimmt sich mit folgender Gleichung:

$$\beta(x, y) = \frac{\dot{m}(x, y)}{\rho_w - \rho_b} \quad (3.3)$$

Die in der Beziehung 3.3 verwendeten Größen sind:

$\dot{m}(x, y)$	örtl. Diffusionsmassenstrom [kg/s m^2]
ρ_w	Naphthalindichte an der Wand [kg/ m^3]
ρ_b	Naphthalindichte des Fluids [kg/ m^3]

Der örtliche Diffusionsmassenstrom pro Fläche $\dot{m}(x, y)$ kann berechnet werden mit:

$$\dot{m}(x, y) = \frac{\rho_N \Delta s(x, y)}{\Delta t} \quad (3.4)$$

ρ_N	Dichte der festen Naphthalinschicht
Δt	Versuchszeit
$\Delta s(x, y)$	örtliche Schichtdickendifferenz

Die örtliche Schichtdickendifferenz wird aus den gemessenen Schichtdicken des Naphthalins vor und nach dem Versuch berechnet. Der Tabelle 3.1 kann ρ_N entnommen werden, wohingegen Δt während des Versuches protokolliert wird.

Die Konzentration des Sublimates an der Wand ρ_w lässt sich auf Grund des geringen Partialdruckes des Naphthalins mit Hilfe der Gleichung für ideale Gase bestimmen.

$$\rho_w = \frac{p_N}{R_N T_w} \quad (3.5)$$

p_N	Dampfdruck von Naphthalin [Pa]
R_N	Gaskonstante von Naphthalin [J/kgK]
T_w	Temperatur an der Wand [K]

Die Wandtemperatur T_w ist die bestimmende Größe für den Naphthalindampfdruck. Sie ist daher mit größter Sorgfalt zu messen. Es gilt die Beziehung:

$$\log p_N = 13.57 - \frac{3734K}{T_w} \quad (3.6)$$

Bei der Anwendung von direkten Messmethoden wird zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl als Bezugstemperatur die sogenannte Mischtemperatur (bulk temperature) verwendet. Analog dazu wird innerhalb dieser Arbeit die über dem Kanalquerschnitt gemittelte Partialdichte des Naphthalins, ρ_b , in der Kühlluft in Abhängigkeit der Position in Strömungsrichtung bestimmt. Für ein durchströmtes Rohr, in dem die positive x-Koordinate in Strömungsrichtung zeigt, lässt sich $\rho_b(x_1)$ mit den über dem Rohrumfang bis zur Stelle x_1 aufintegrierten Sublimatmassenverlusten $\Delta m(x_1)$, der über dem Querschnitt A_q gemittelten Strömungsgeschwindigkeit u_b und der Versuchsdauer Δt berechnen mit:

$$\rho_b(x_1) = \frac{\Delta m(x_1)}{u_b \Delta t A_q} \quad (3.7)$$

Die Gleichungen 3.1 - 3.7 haben gezeigt, dass mit dem zu bestimmenden Kühlluftmassenstrom und den im Modell gemessenen Größen T_w , p und s sich die Sherwoodzahl bestimmen lässt. Da sich die Temperatur über der Versuchszeit ändern kann, wird der Temperatureinfluss gemäß [21] berücksichtigt, indem der integrale Mittelwert der temperaturabhängigen Größen über der Messzeit bestimmt wird.

3.3 Die Naphthalin-Sublimationstechnik bei den Untersuchungen zur Innenkühlung

Die Strömung im Kühlkanalmodell ist sehr komplex und die dimensionslosen Impulsgleichungen in Kapitel 2.2.1 zeigen, dass neben Trägheits- und Zähigkeitskraft zusätzliche Volumenkräfte, wie die Coriolis-, Flieh- und Auftriebskraft, wirken. Dabei ist die Archimedes-Zahl aber nur bedeutend, wenn Dichtedifferenzen im Strömungsfeldquerschnitt auftreten. Bei der Anwendung der Naphthalin-Sublimationstechnik lassen sich, bedingt durch die isothermen Bedingungen, keine Temperaturunterschiede nachweisen. Dichteunterschiede könnten aber auch durch die Vermischung des sublimierenden Naphthalins mit der strömenden Luft entstehen. In diesem Fall wären die Energie- und Stoffhaltungsgleichung nicht von der Impulsgleichung entkoppelt. Nach [21, 43] liegt kein Einfluss eines Dichtegradienten vor, wenn gilt:

$$0 < Ar < 0.06 \quad (3.8)$$

Mit einer konservativen Abschätzung, siehe hierzu auch [43], ergibt sich für die kleinste Reynolds-Zahl bei den maximal erreichten Versuchstemperaturen nach Gleichung 2.15 $Gr_{rot} = 1.5 \cdot 10^4$. Die maximale Archimedes-Zahl berechnet sich mit Gleichung 2.14 für die ermittelten Versuchsergebnisse zu:

$$Ar_{max} = 1.5 \cdot 10^{-4} \quad (3.9)$$

Desweiteren kann mit der von [44] entwickelten Strömungskarte der Einfluss von Auftriebseffekten abgeschätzt werden. Mit dem Ergebnis aus 3.9, der Bedingung 3.8 und der Strömungskarte zeigt sich, dass bei den in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen die Auftriebseffekte vernachlässigt werden können. Die Impulsgleichung ist somit von der Energie- und Stoffhaltungsgleichung entkoppelt.

In Kapitel 2.2.2 wurde gezeigt, dass mit den Bedingungen (2.18) und (2.26) neben den molekularen Transportkennzahlen auch die turbulenten gleich sein müssen. Während (2.26) im allgemeinen erfüllt ist, ist die Übereinstimmung der molekularen Prandtl-Zahl mit der molekularen Schmidt-Zahl in den seltensten Fällen gegeben. Aufgrund dieser Unsicherheit, und der beschriebenen Ungenauigkeit im Exponenten n ist man allgemein (siehe dazu [22]) dazu übergegangen, Verhältnisse von Nusselt-Zahlen und Sherwood-Zahlen miteinander zu vergleichen. In der Darstellung der Ergebnisse reduziert sich damit die Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang zu

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{Sh}{Sh_0} \quad (3.10)$$

und die Prandtl- und Schmidt-Zahlenabhängigkeit wird eliminiert. Die Bezugsgrößen Nu_0 und Sh_0 werden zumeist durch die Korrelation von Dittus und Boelter berechnet, die den Wärme- bzw. Stoffübergang bei vollausgebildeter turbulenter Rohrströmung angibt. Die Dittus-Boelter-Korrelation lautet für den Wärmeübergang

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.11)$$

und analog für den Stoffübergang

$$Sh_0 = 0.023 Re^{0.8} Sc^{0.4}. \quad (3.12)$$

Ursprünglich wurde diese Korrelation anhand von Experimenten an Rohren kreisförmigen Querschnitts entwickelt. Verwendet man bei der Berechnung der Reynolds-Zahl den hydraulischen Durchmesser, zeigt sich eine gute Übereinstimmung mit Ergebnissen, die an quadratischen Kanälen gemessen wurden.

Bei dem Vergleich von Nu/Nu_0 mit Sh/Sh_0 ist aber, insbesondere bei Ergebnissen aus rotierenden Kühlkanalmodellen, zu beachten, dass bei Verwendung der Naphthalin-Sublimationstechnik keine Auftriebseffekte auftreten, die bei der direkten Bestimmung von Nu sehr wohl eine Rolle spielen.

Für die numerische Validierung von Berechnungsverfahren mit den in dieser Arbeit gezeigten Ergebnissen wird daher empfohlen, Stoffübergangszahlen zu berechnen. Dadurch wird die höchstmögliche Genauigkeit durch die Elimination der Prandtl-/Schmidtzahlenabhängigkeit erreicht und gleichzeitig das Strömungsfeld mit den isothermen Randbedingungen berechnet.

3.4 Versuchsablauf

Die Versuchsvorbereitung beginnt bei der Verwendung der Naphthalin-Sublimationstechnik mit dem Beschichten der gereinigten Kühlkanalmodellwände. Erhitztes und somit flüssiges Naphthalin, wird als Schmelze kurzzeitig in eine als Hohlkörper gefertigte Beschichtungsvorrichtung gesaugt, deren Wände die des Kühlkanalmodells aufnehmen können. An diesen kälteren Modellwänden erstarrt die Schmelze und bildet somit eine dünne Naphthalinschicht mit einer Dicke von ca. $300\mu m - 500\mu m$, je nach Wand- und Schmelztemperatur. Die Naphthalinschichtoberflächen werden mit feinem Schmirgelpapier und, an den größeren Seitenwänden, mit einer Fräse spanend bearbeitet, um eine hohe Oberflächengüte zu erreichen. Für Versuche mit verrippten Kanalseitenwänden sind die als Gitter gefertigten Rippen nun zu montieren. Hierbei besteht die Gefahr, dass ein zu hoher Druck auf die Naphthalinschichtoberfläche diese von den Modellwänden wieder abplatzen lässt. Dies tritt insbesondere dann auf, wenn die Modellwände zur Beschichtung nicht ausreichend vorgeheizt wurden.

Die so präparierten Wände werden anschließend in eine Positioniervorrichtung auf der Schichtdickenmessanlage gelegt. Der Schichtdickenmessvorgang, siehe hierzu auch Kapitel 4.4.2, erfasst an bis zu 3500 Punkten auf der Modelloberfläche die Schichtdicke des Naphthalins. Im Anschluss daran wird das Modell zügig zusammengebaut und auf den Prüfstandsrotor montiert. Sobald die Verbindungen der in den Modellwänden eingelassenen Temperatursensoren mit dem Datenerfassungssystem hergestellt sind, kann der gewünschte Luftmassenstrom (maßgebend für die Reynolds-Zahl) und die erforderliche Drehzahl (maßgebend für die Rotations-Zahl) eingestellt werden. Die Protokollierung der Messdaten durch die PC-gesteuerte Messdatenerfassung startet nach Erreichen der Soll-Drehzahl. Die Versuchsdauer richtet sich hauptsächlich nach der Reynolds-Zahl, der Anfangsschichtdicke und der Umgebungstemperatur.

Nachdem der Luftmassenstrom und die Drehzahl wieder auf Null heruntergefahren wurden, wird das Modell bei Versuchsende in seine einzelnen Wände wieder zerlegt und auf dem Schichtdickenmesstisch positioniert. Die Schichtdicke wird nun an denselben Positionen wie zuvor vermessen. Anschließend kann das Modell in einem Ofen von Naphthalin befreit werden und steht somit zur erneuten Beschichtung zur Verfügung.

Mit den beiden Schichtdickendateien und den beim Versuch protokollierten Daten lassen sich die Sherwoodzahlen gemäß Kapitel 3.2 berechnen.

4 Die Versuchseinrichtungen

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebene Messtechnik ist seit vielen Jahren am Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe der TU Darmstadt etabliert. Die vorhandenen Einrichtungen, die in [19, 21] und [43] beschrieben sind und bereits in [45] und [46] für Innenkühlkanäle verwendet wurden, mussten den Anforderungen der Untersuchungen zur vorliegenden Arbeit angepasst werden. Notwendig war zum einen die Neuentwicklung von Rotor und Modell, sowie die Inbetriebnahme eines, in der fachbereichseigenen Elektronikwerkstatt hergestellten, Datenerfassungsmoduls für die Messdaten im rotierenden System.

4.1 Der Rotationsprüfstand

Der Rotationsprüfstand ist in Bild 4.1 dargestellt. Ein thyristorgeregelter 30 kW-Gleichstrommotor kann die im Präzisionslagerblock fliegend gelagerte Rotorwelle auf eine Drehzahl von maximal 1500 1/min beschleunigen. Die während der Versuche maximale, und für die geforderten Rotationszahlen ausreichende, Drehzahl lag bei ca. 950 1/min. Die hydraulische Scheibenbremse sorgt für ein zügiges Abbremsen der Rotorwelle, welches durch den Druckluftspeicher auch dann gewährleistet ist, falls die hausinterne Druckluftversorgung ausfallen sollte. Der Drehübertrager am Rotor sorgt für die Überleitung des Fluids aus dem ruhenden System ins rotierende und zurück. Er besitzt zur Dichtung ölgeschmierte, federbelastete Gleitringdichtungen, die eine leakagefreie Fluidübertragung bis zu einem Differenzdruck zur Umgebung von -500 hPa ermöglichen. Das Schmieröl wird durch einen

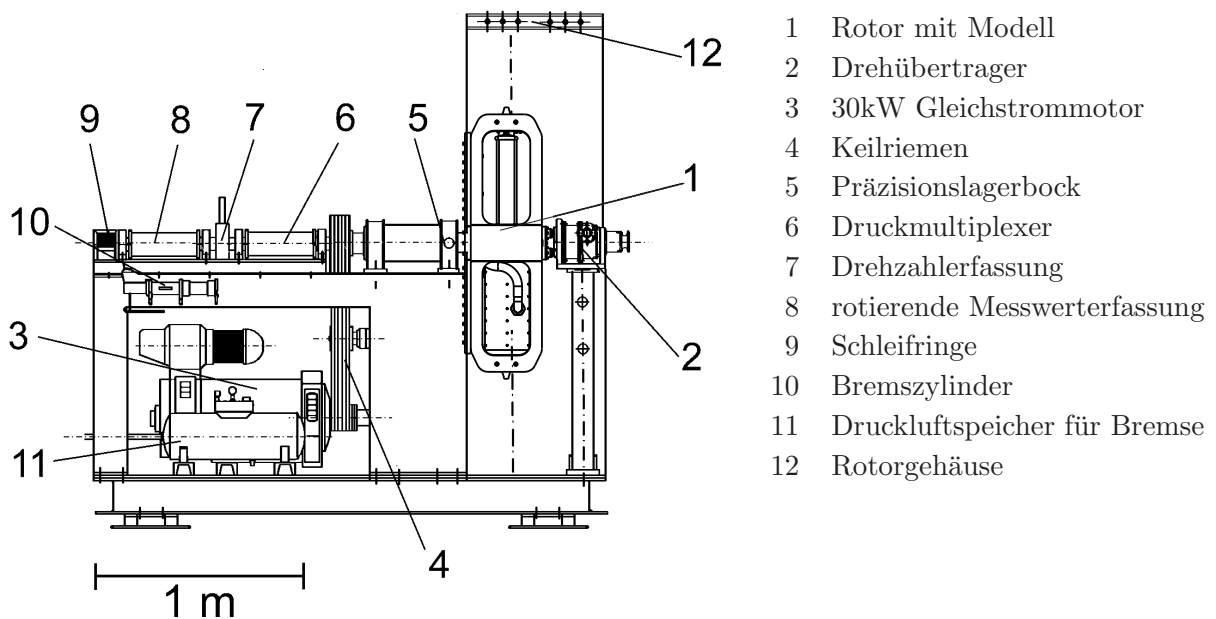


Bild 4.1: Der Rotationsprüfstand

Kühler gepumpt, so dass keine Erwärmung des Fluids im Drehübertrager erfolgen kann. Zwei mitrotierende Rohrsegmente nehmen den Druckmultiplexer (ScaniValve) und das Datenerfassungsmodul auf. Über eine 16-Kanal-Schleifringeinheit erfolgt die Datenübermittlung zwischen rotierendem und stationärem System. Eine Unwuchtkontrolle stellt mittels induktiven Schwingungsaufnehmern eine automatische Abschaltung des Antriebes bei Überschreiten der zulässigen Schwingstärke nach VDI 2056 sicher.

Das Schema in Bild 4.2 zeigt die Führung des Kühlluftmassenstromes am Prüfstand. Der erforderliche Luftmassenstrom wird durch ein 22 kW-Gebläse im Saugbetrieb erzeugt, wobei die Luft aus dem Gebäude angesaugt wird. Der Saugbetrieb wurde gewählt, damit eine thermische Beeinträchtigung des Fluids im Modell vermieden wird. Der Massenstrom kann

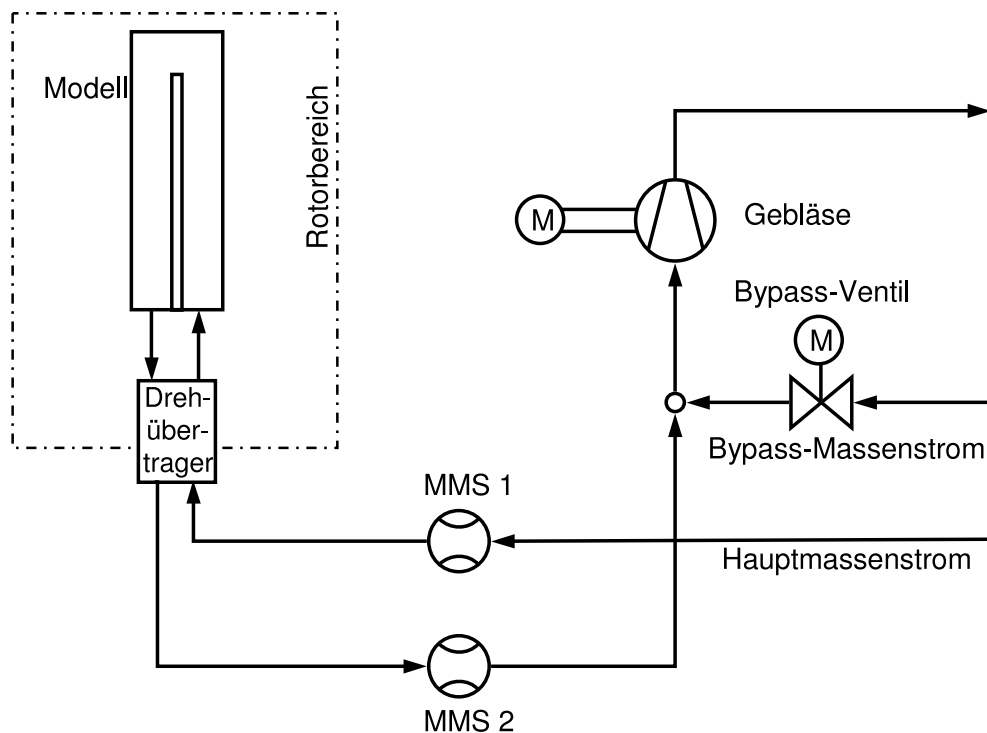


Bild 4.2: Der Aufbau der Kühlluftversorgung

über ein vorgeschaltetes Bypass-Ventil mit einem Schrittmotor gesteuert werden, da die Saugleistung des Gebläses nicht regelbar ist. Mit zwei Massenstrommessstrecken (MMS), eine dem Modell vor-, die andere nachgeschaltet, wird nach DIN 1952 der Kühlluftstrom gemessen. Eine Differenz der beiden gemessenen Massenströme deutet aufgrund dieser Anordnung auf eine Leckage im Rotorbereich hin. Während der Versuche zu dieser Arbeit lag die Differenz der gemessenen Werte bei weniger als 3% des Massenstromes an Messstrecke 1.

4.2 Der Rotor

Der Rotor hat die Aufgabe, das Modell während der Versuche aufzunehmen und über den Antriebsstrang des Prüfstandes in Rotation zu versetzen. Er ist stirnseitig an die Rotorwelle angeflanscht. In Bild 4.3 ist der Rotor (grau) mit Modell (blau) und Plenum (grün) abgebildet. Er besteht im wesentlichen aus zwei Seitenwänden und einer Rotorgrundplatte,

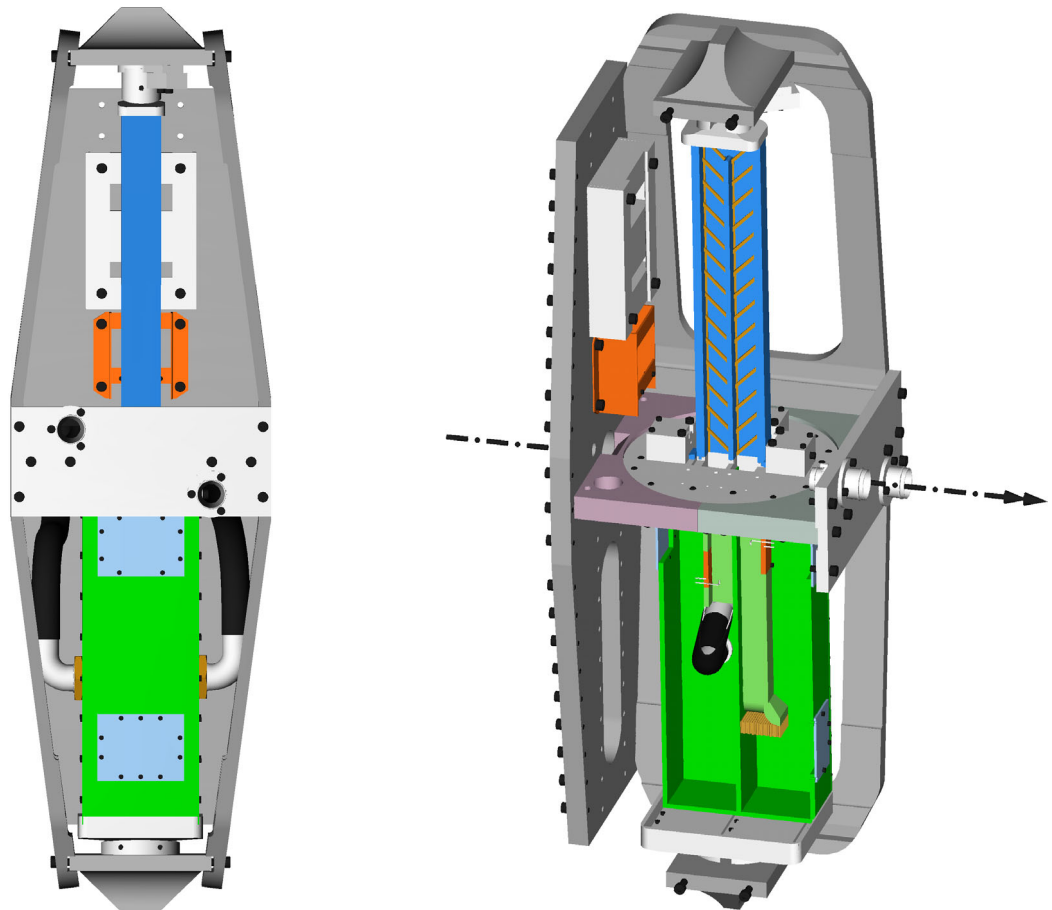


Bild 4.3: Der Rotor

welche die Seitenwände, eine Wuchteinrichtung (hellgrau) und eine Halterung (orange) für die Anschlüsse der Druck- und Temperaturleitungen aufnimmt. Das Modell ist über eine kreisförmige Modellgrundplatte mit dem Plenum verbunden. Sie bilden somit eine Einheit, die durch zwei halbrunde Halterungen, die in Nuten der Seitenwände sitzen, mit Spiel in radialer Richtung gelagert wird. Die radiale Positionierung, und damit die Aufnahme der Zentrifugalkraft der Modell-Plenum-Einheit, erfolgt über je einen Spannzylinder am Modelldeckel und an der Plenumbodenplatte. Sie werden gegen die äußeren T-Profile gespannt. Eine Schlauchanschlussplatte (weiß) verbindet die beiden Seitenwände und stellt die Anschlüsse zum Drehübertrager zur Verfügung. Zur Verminderung der statischen Unwucht dient die Wuchtvorrichtung an der Rotorgrundplatte. Sie enthält ein Gewicht von 0.7 kg , das über ein Feingewinde in radialer Richtung verschoben werden kann, wobei die komplette Wuchteinrichtung ebenfalls an unterschiedlichen radialen Positionen mon-

tierbar ist. Die dynamische Unwucht wird durch ein um die Modellhochachse schwenkbares Gewicht am modellseitigen Spannzylinder vermindert. Die beschriebene Konstruktion gewährt eine gute Montierbarkeit des Modells und die Möglichkeit, die Modell-Plenum-Einheit stufenlos um die Modellhochachse zu verdrehen. Somit können unterschiedliche Anstellwinkel des Kühlkanals zur Rotationsachse simuliert werden.

4.3 Das Kühlkanalmodell mit Plenum

Bei dem Entwurf des Kühlkanalmodells kam es zum einen darauf an, möglichst realitätsnahe Längenverhältnisse, bezogen auf den hydraulischen Durchmesser, zu erreichen. Auf der anderen Seite sollte die Versuchsvorbereitung und -durchführung einfach und schnell erfolgen, was bei einem rechtwinkligen Modell am ehesten gewährleistet ist.

In realen, innengekühlten Turbinenschaufeln erreicht die Einlaufstrecke im Schaufelfuß Längen zwischen $8 d_h$ - $15 d_h$. Der eigentliche Kühlkanal besteht aus Passagen mit ca. $10 d_h$ - $20 d_h$ Länge. Das verwendete Modell besitzt einen durch die Messtechnik und den Prüfstand bedingten hydraulischen Durchmesser von 30 mm , was einer Kantenlänge von ebenfalls 30 mm eines quadratischen Querschnittes entspricht. Die Passagenlänge ist $13.14 d_h$ (394.24 mm) und die Innenhöhe des Modells beträgt $14.24 d_h$ (427.24 mm). Mit

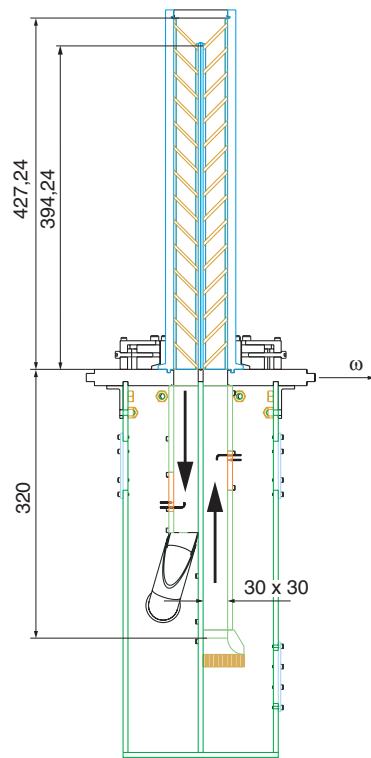


Bild 4.4: Kühlkanalmodell mit Plenum

diesen Abmessungen bewegt man sich innerhalb des Bereiches der realen dimensionslosen Abmessungen. Desweiteren soll gewährleistet sein, dass bei der vorrangig zu untersuchenden Rippenkonfiguration (Rippenabstand = $1 d_h$, Winkel zur Strömungsrichtung = 45°) dreizehn Rippensegmente entstehen. Hintergrund dieser Forderungen ist, dass nach [6] in der ersten Kanalpassage beim 11. und 12. Rippensegment ein Bereich vollentwickelter, rippeninduzierter Sekundärströmungen entsteht, der noch keine Beeinflussung durch die Umlenkung im Krümmer erfährt. In Bild 4.4 ist das Modell (blau, hier mit 45° -Rippen) und die Plenumeinheit mit Einlaufkanal (grün) im Schnitt dargestellt. Die Strömungsrichtung ist durch schwarze Pfeile gekennzeichnet.

Das Modell wird über sogenannte Fußspanner auf der Modellgrundplatte bei der Montage fixiert. Das Plenum hat die Aufgabe, den Luftmassenstrom ohne Einflüsse durch die Zuführung (Schläuche und Drehübertrager) zur Verfügung zu stellen. Dem Einlaufkanal, er hat eine Länge von $10.6 d_h$ (320 mm), ist ein Wabengleichrichter und eine Düse vorgeschaltet, um eine gleichmäßige und homogene Zuströmung zu gewährleisten. In orange sind im Ein- und Auslaufkanal die Messstellenplatten zu erkennen, die je eine Totaldrucksonde, eine Druckmessstelle für den statischen Druck und einen Temperatursensor (Thermistor) aufnehmen.

4.4 Die Messwerterfassung

In Kapitel 3.2 wurde gezeigt, dass zur Berechnung der lokalen Sherwoodzahl neben der Kenntnis des Kühlluftmassenstromes die Schichtdickendifferenz, der Druck und die Temperaturen im Modell bekannt sein müssen. Zur Erfassung der Mess- und Betriebsgrößen dient eine Messwerterfassungssoftware, die vom Leitreechner des Prüfstands gesteuert wird. Zur Ansteuerung der Schrittmotoren für die Schichtdickenmessung und für die Bypass-Ventilverstellung kommt ein weiterer PC zum Einsatz, der die gemessenen Schichtdickendaten protokolliert. Der schematische Aufbau der Datenerfassung kann Bild 4.5 entnommen werden. Weitere Erläuterungen zur Schichtdickenmessung werden in Kapitel 4.4.2 aufgeführt. Der Leitstandrechner verfügt über eine Multifunktionskarte mit Analog/Digital-Wandler und Zählerbaustein. Weitere 72 digitale Datenleitungen stehen mit einer zusätzlichen I/O-Karte zur Verfügung. Außerdem besitzt er eine IEEE488.2-Schnittstelle zur Kommunikation mit externen Messgeräten.

Ein Drehzahlnehmer wird durch ein Zahnrad auf der Rotorwelle berührungslos getriggert. Über den Zählerbaustein der Multifunktionskarte werden die Impulse gezählt und mittels der Software die Drehzahl berechnet.

Die Massenstrombestimmung der Kühlluft, die auch für die Einstellung der erforderlichen Reynoldszahl notwendig ist, wird an zwei Blendenmessstrecken nach DIN 1952 vorgenommen. Die Temperaturen an den Massenstrommessstrecken werden mit Thermoelementen (Typ K) erfasst. Ein Relaismultiplexer (RMux) schaltet zur Verstärkung nacheinander die analogen Signale auf einen programmierbaren Instrumentenverstärker (PIV). Von

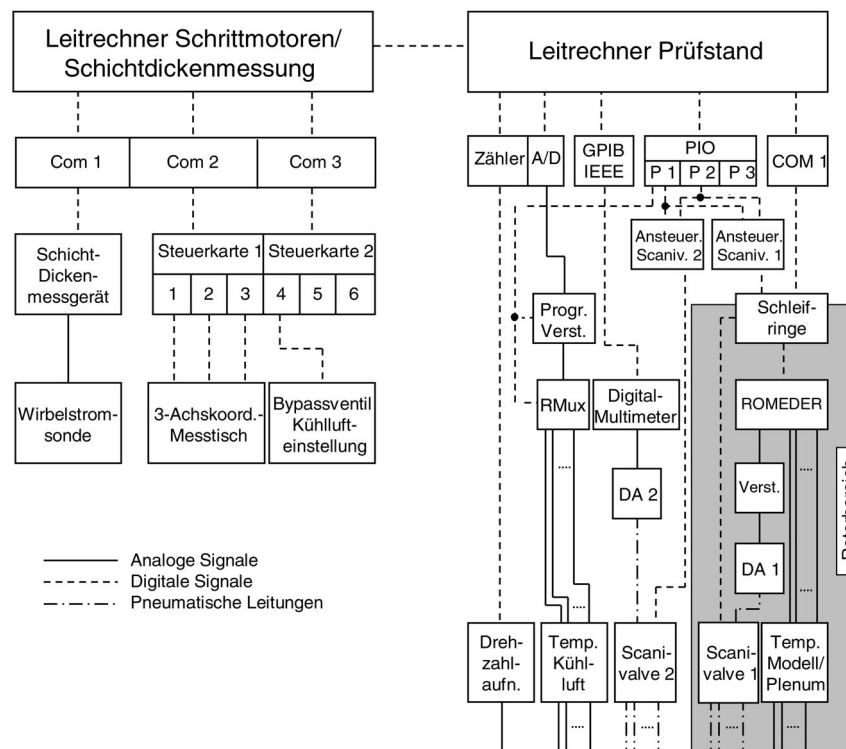


Bild 4.5: Datenerfassung am Rotationsprüfstand

dort werden sie über einen A/D-Kanal der Multifunktionskarte in den PC eingelesen. Zur Druckmessung kommt ein mechanischer Druckmultiplexer (ScaniValve2) zum Einsatz, der die vier Druckniveaus an den Blenden (je, eines vor und eines nach den Blenden) auf den Druckaufnehmer (DA2) schaltet. Das Spannungssignal wird von einem Digitalmultimeter gewandelt und über die IEEE-Karte in den Rechner eingelesen.

4.4.1 Messwerterfassung im Rotorbereich

Die Daten aus dem rotierenden System werden an den Leitreechner des Prüfstandes mittels Schleifringen übertragen. Diese Schleifringeinheit macht jedoch die analogen Messsignale sehr empfindlich gegenüber Störsignalen, die z. B. vom Antriebsmotor kommen können. Es hat sich gezeigt, dass diese Störsignale in der gleichen Größenordnung liegen wie die Messsignale selbst. Daher war es notwendig, die störanfälligen, analogen Signale in digitale zu wandeln. Hierzu wurde ein rotierendes Messwert- und Datenerfassungsmodul (Romedex) in der Elektronikwerkstatt des Fachbereichs entwickelt.

Im Bild 4.6 ist das Romeder dargestellt, welches alle Messdaten aus dem Rotorbereich aufbereitet. Zur Druckmessung kommt auch hier zunächst ein mechanischer Druckmultiplexer (ScaniValve1) zum Einsatz, der die Drücke der verschiedenen Druckmessstellen auf den mit der Rotorwelle konzentrisch liegenden Druckaufnehmer (DA1) schaltet. Das analoge Spannungssignal wird von einem Verstärker vor der Zuleitung zum Romeder verstärkt. Diese drei Messtechnikkomponenten befinden sich in einer horizontal geteilten Welle (Nr. 6 in Bild 4.1). Die Messleitungen für die Temperaturen werden vom Rotor durch die hohl gefertigte Antriebswelle und die Teilwelle des Druckmultiplexers zum Romeder geleitet. Als Temperatursensoren kommen im Rotorbereich temperaturabhängige Halbleiterwiderstände (NTC) zum Einsatz. Sie werden zur Wand- und Kühllufttemperaturmessung im Modell und Plenum eingesetzt. Die Thermistoren wurden vor Gebrauch am Prüfstand im konfektioniertem Zustand im Temperaturbereich von 10°C bis 30°C kalibriert. Dadurch ergibt sich eine maximale Ungenauigkeit bei der Temperaturerfassung von 0.1 K.

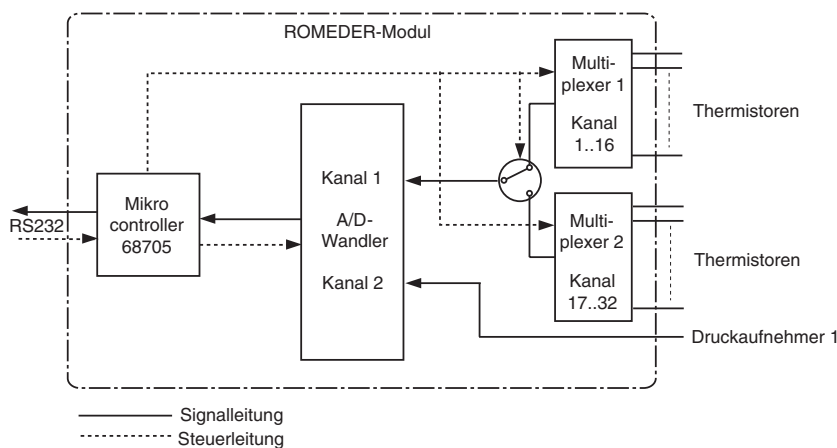


Bild 4.6: Aufbau des rotierenden Datenerfassungsmoduls

Ein Mikroprozessor steuert den gesamten Datenerfassungsablauf und die Übermittlung der Daten über die Schleifringe zur RS-232 Schnittstelle des Leitrechners. Die Nullpunktabweichung wird bei beiden Druckaufnehmern vor jedem Messzyklus auf dieselbe Weise gemessen. Es wird hierzu eine Referenzdruckmessung durchgeführt, d.h. an beiden Seiten der Druckaufnehmermembran liegt gleicher Druck an. Der dabei gemessene Wert wird mit jedem gemessenen Druckwert verrechnet. Da dieser Vorgang vor jedem Messvorgang durchgeführt wird, kann somit auch eine mögliche Temperaturdrift kompensiert werden.

In Bild 4.6 ist schematisch der Aufbau des rotierenden Datenerfassungsmoduls dargestellt. Die beiden 16-kanaligen Multiplexer schalten die jeweiligen Eingänge mit den analogen Temperatursignalen der Thermistoren auf einen Kanal des 2-kanaligen A/D-Wandlers. Das analoge Drucksignal vom

Druckaufnehmer 1 wird über den zweiten A/D-Kanal gewandelt. Ein Mi-

4.4.2 Die Schichtdickenmessung

Zur Messung der Schichtdicke vor und nach der eigentlichen Versuchsdurchführung wird eine Schichtdickenmessanlage eingesetzt, die von [19] und [21] ausführlich beschrieben wird. Sie besteht aus einem schrittmotorgesteuerten Dreiaachsenmesstisch und einem Schichtdickenmessgerät mit Wirbelstrommesssonde. Diese wird über der zu vermessenden Oberfläche verfahren und an diskreten Punkten auf die Naphthalinschicht aufgesetzt. Die in der Messsonde befindliche Spule wird von einem hochfrequentem Wechselstrom durchflossen und induziert in dem metallischen Grundkörper (die Modellwände wurden aus Aluminium gefertigt) Wirbelströme, die wiederum das Wechselfeld schwächen. Die Änderung der Impedanz der Spule stellt ein Maß für den Abstand der Sonde zum Grundwerkstoff dar.

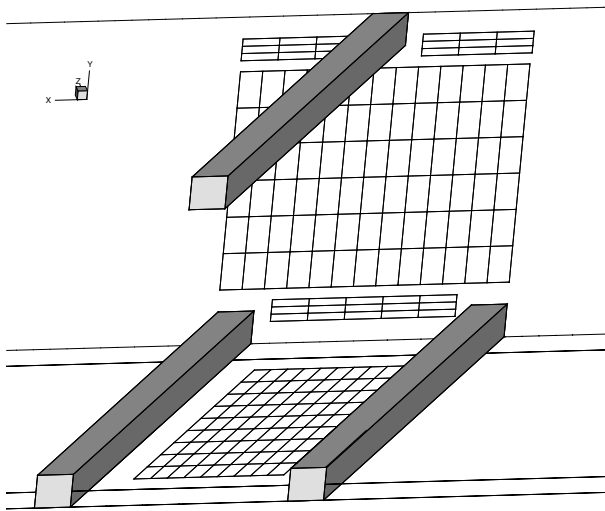


Bild 4.7: Schichtdickenmessgitter in einem Rippensegment

Das Bild 4.7 zeigt ein typisches Messgitter in einem Rippenzwischenraum zur Schichtdickenmessung bei der Verwendung von 45°-Rippen. Es hat sich innerhalb der ersten Versuche gezeigt, dass eine Schichtdickenmessung ohne montierte Rippen keine reproduzierbaren Ergebnisse liefert. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei der Montage der Rippen die Naphthalinschichtoberfläche oftmals geringfügig beeinflusst wird, und diese Veränderung der Schicht dann nicht mehr erfasst wird. Desweiteren wurde deutlich, dass für die zweite Messung eine Demontage der Rippen eine Beschädigung der Naphthalinschicht mit sich brachte. Es wurde daher dazu übergegangen, die Schichtdickenmessung mit montierten Rippen durchzuführen. Da die Messsonde einen Durchmesser

von 6 mm hat, musste während des Messvorganges ein Abstand entsprechend des Sondenradius zu den Rippen gehalten werden. Aufgrund der grossen Modelloberfläche und der durch die Messdauer begrenzte Anzahl an Messpunkten von maximal 3500, lag die mittlere erreichbare Auflösung bei homogener Verteilung der Messpunkte über alle Wände bei $24.9 \text{ mm}^2/\text{Pkt.}$ Aufgrund dieser geringen Auflösung, die sich für die Untersuchung lokaler Effekte nicht eignet, wurden Messungen mit unterschiedlichen Messgittern durchgeführt, je nach dem ob globale oder lokale Ergebnisse ermittelt werden sollten. Eine Gitteranalyse hat gezeigt, dass flächengemittelte Ergebnisse (z. B. eines Rippenzwischenraums) aller verwendeten Gitter mit einer Abweichung von ca. 2.1 % die gleichen Ergebnisse liefern. Allein lokale Effekte konnten mit gröberen Messgittern nicht erfasst werden. Mit dem in Bild 4.7 dargestellten Messgitter wird eine Auflösung von ca. $6.5 \text{ mm}^2/\text{Pkt}$ erreicht, was einer Quadratantenlänge von ca. 2.5 mm entspricht.

4.4.3 Fehleranalyse

Jede Messung von physikalischen Größen ist fehlerbehaftet. Es ist daher notwendig, die Genauigkeit der gemessenen Größen zu ermitteln, um eine Aussage über die Güte der Versuchsp Parameter, wie Reynolds- und Rotationszahl, und der Messwerte machen zu können. Bei der experimentellen Bestimmung einer Größe ist diese sehr oft eine Funktion aus gemessenen Werten, die im einzelnen fehlerbehaftet sind. Die gesuchte Größe stellt somit einen funktionalen Zusammenhang aus einzelnen Messgrößen x_i dar, für den gilt:

$$y = F(x_i) \quad \text{mit} \quad i = 1 \cdots n. \quad (4.1)$$

Nach der Theorie der Fehlerfortpflanzung gilt für den relativen Fehler f_y einer zusammengesetzten Größe in Abhängigkeit der relativen Fehler der Einzelgrößen f_{x_i} :

$$f_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 f_{x_i}^2}. \quad (4.2)$$

Die Einzelfehler der in der Messkette verwendeten Komponenten werden den Herstellerangaben entnommen. Die verwendeten Druckaufnehmer⁶ besitzen eine Genauigkeit von $\pm 0.06\%$ des Messbereichs. Das Digitalbarometer, mit dem der Umgebungsdruck als Referenzdruck aller Druckmessungen gemessen wird, hat einen relativen Fehler von $\pm 0.02\%$ des Messbereichs. Der Fehler der Analog-\Digital-Wandlung lag für alle Messwerte im Bereich von $\pm 0.0125\%$.

Aufgrund der Definitionen der Versuchsp Parameter

$$Re = \frac{u_b d_h}{\nu} \quad \text{und} \quad Ro = \frac{\omega d_h}{u_b} \quad (4.3)$$

ergeben sich aus der Beziehung 4.2 und den relativen Fehlern der Messtechnikkomponenten die maximalen Abweichungen, also bei den kleinsten eingestellten Versuchsp Parametern, zu:

$$f_{Re} = 2.2\% \quad \text{und} \quad f_{Ro} = 1.6\% \quad \text{für} \quad Re = 25000; Ro = 0.05$$

Die Genauigkeit der Bestimmung der Sherwoodzahl ist in [21] sehr ausführlich beschrieben. Gegenüber den dort gemachten Untersuchungen muss bei der Bestimmung des relativen Fehlers des Stoffübergangskoeffizienten f_β innerhalb dieser Arbeit noch die Ungenauigkeit aus der Bestimmung der Naphthalindichte im Fluid f_{ρ_b} berücksichtigt werden.

⁶verwendet wurden zwei Druckaufnehmer der Firma ScaniValve Inc., San Diego, USA

Dieser Fehler wird analog der Beziehung 4.2 bestimmt zu

$$f_{\rho_b} = 6.8 \%$$

Die Messgenauigkeit der Sherwoodzahl kann damit für die Untersuchungen am Rotationsprüfstand mit einem relativen Fehler von

$$f_{Sh} = 10.1 \%$$

angegeben werden. Der angegebene Wert erscheint relativ hoch, liegt aber im Bereich der Fehler, die auch bei anderen Messmethoden unvermeidlich sind. Er wird wesentlich aus dem Fehler der Temperaturmessung und dem Fehler der Schichtdickenmessung bestimmt, der je nach Position auf der Kanalwandoberfläche, durch die unterschiedlichen Abtragsraten des Naphthalins sehr stark variiert. Er ist außerdem bei der Bestimmung von $\dot{m}(x, y)$ und ρ_b relevant.

5 Experimentelle Untersuchungen

5.1 Experimentelle Randbedingungen

Die Festlegung der geometrischen und strömungstechnischen Randbedingungen für die Versuche sind über die dimensionslosen Kennzahlen Re und Ro von einander abhängig. Des weiteren waren bei der Festlegung des hydraulischen Durchmessers d_h auch die Erfordernisse bezüglich der verwendeten Messtechnik und die Realisierbarkeit hinsichtlich des maximalen Kühlluftmassenstromes und der maximalen Rotordrehzahl am Rotationsprüfstand zu beachten.

5.1.1 Geometrische Randbedingungen

Die dimensionsbehafteten Hauptabmessungen des Modells wurden bereits in Kapitel 4.3 in Bild 4.4 dargestellt. Das Bild 5.1 zeigt das unverippte Modell mit den auf d_h (d_h wurde zu 30 mm bestimmt) bezogenen Maßen. Die dargestellte Konfiguration wird auch als Konfiguration 0 bezeichnet. Die beiden geraden Kanäle besitzen einen quadratischen Querschnitt und eine Länge von $13.14\ d_h$. Sie sind über einen 180° -Krümmer miteinander verbunden. Der Ursprung des verwendeten Koordinatensystems liegt, wie in Bild

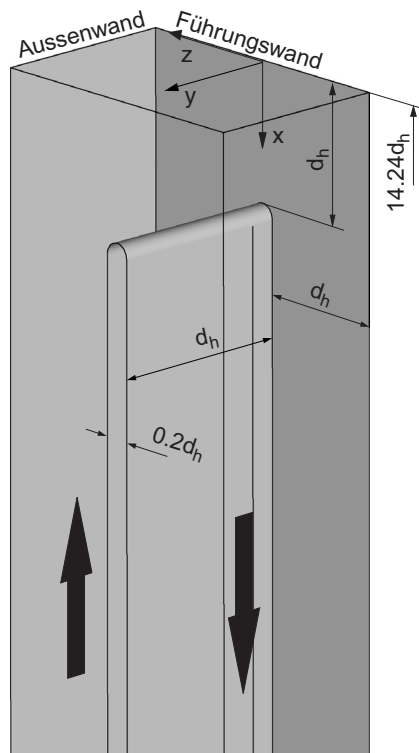


Bild 5.1: Das Kühlkanalmodell ohne Rippen, Konfiguration 0

5.1 dargestellt, am oberen Ende der vorausseilenden Wand, innerhalb dieser Arbeit auch Führungswand genannt. Die dimensionslose Ortskoordinate in Hauptströmungsrichtung x/d_h , beginnt am Eintritt in den 1. Kanal mit $x/d_h = -14.24$. Die Strömungsrichtung ist hier, bezogen auf die Rotationsachse, radial auswärts gerichtet. Der Eintritt der Strömung in den Krümmer liegt bei $x/d_h = -1.1$, während der Krümmeraustritt im 2. Kanal bei $x/d_h = +1.1$ ist. Der 2. Kanal erstreckt sich somit bis zu einem x/d_h von $+14.24$. In diesem Bereich ist die Hauptströmungsrichtung radial einwärts gerichtet. Der Modelleintritt und -austritt liegt $0.66 d_h$ von der Rotationsachse in radialer Richtung entfernt.

Die Konfiguration 0 stellt die Basis für die Untersuchungen des Rippeneinflusses auf den Wärmeübergang dar. Es wurden drei verschiedene Rippenkonfigurationen verwendet, die auf der Führungs- und Folgewand Rippen vorsehen. Die verschiedenen Rippenkonfigurationen sind in Bild 5.2 dargestellt. Als geometrische Parameter kommen bei der Untersu-

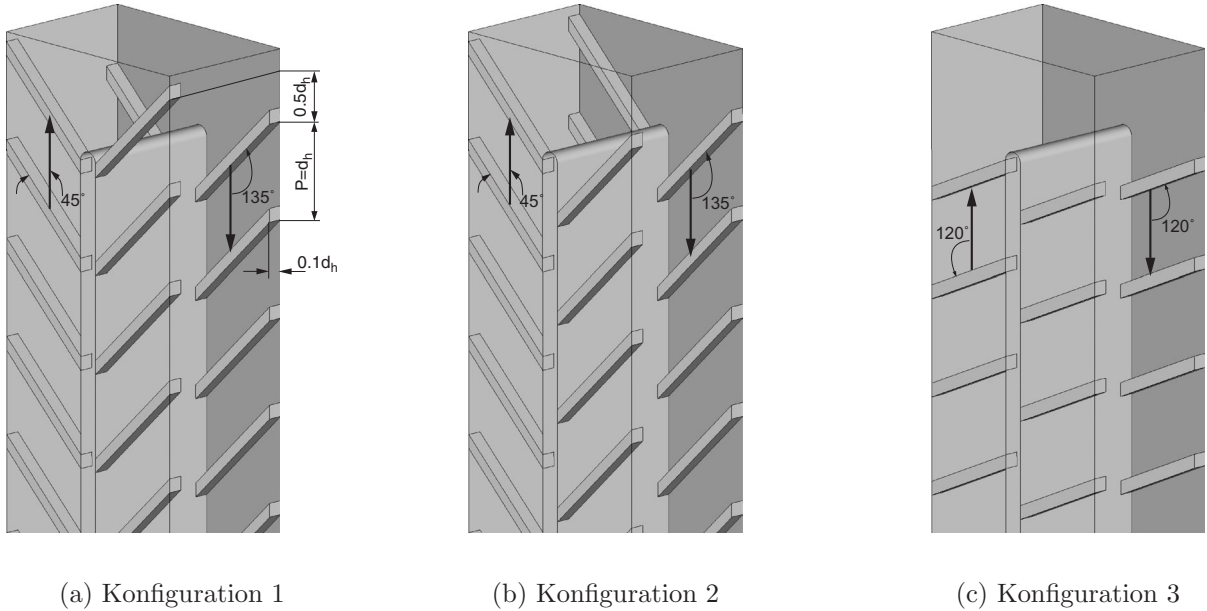


Bild 5.2: Die Rippenkonfigurationen

chung verrippter Kanäle rippenspezifische Abmessungen, wie Rippenhöhe, Rippenabstand, der Winkel zur Hauptströmungsrichtung γ , parallele oder versetzte Anordnung etc. hinzu. Innerhalb dieser Testreihe wurden Versuche mit einem Anstellwinkel der Rippen von $\gamma = 45^\circ$ und $\gamma = 120^\circ$ untersucht. Desweiteren wurde bei einem Winkel von 45° der Einfluss der Rippenanordnung, gegenüberliegend versetzt oder parallel, untersucht. Bei allen untersuchten Rippenkonfigurationen war die dimensionslose Rippenhöhe mit $e/d_h = 0.1$ und der dimensionslose Rippenabstand mit $P = 10e$ gleich. Die Unterschiede der Rippenkonfigurationen stellen sich wie in Tabelle 5.1 folgt dar:

Konfiguration	Winkel γ		Anordnung	Anzahl Rippen 1. Kanal	
	1. Kanal	2. Kanal		Führungswand	Folgewand
1	45°	135°	versetzt	13	14
2	45°	135°	parallel	14	14
3	120°	120°	parallel	13	13

Tabelle 5.1: Unterscheidungsmerkmale der Rippenkonfigurationen

5.1.2 Strömungstechnische Randbedingungen

Die dimensionslosen Strömungsparameter, Reynolds-Zahl und Rotations-Zahl, wurden entsprechend der folgenden Tabelle (5.2) variiert. Bei der Auswahl wurde darauf geachtet, realitätsnahe Werte zu erreichen. Die Limitierungen bei der Dimensionierung der Strömungsparameter sind vom Gebläse sowie vom Rotorantrieb vorgegeben. Der hydraulische Durchmesser des Modells wurde mit $d_h = 30 \text{ mm}$ so festgelegt, dass der Parameterbereich in Abhängigkeit des zu erwartenden Druckverlustes der Gesamtanlage und der maximal erreichbaren Drehzahl des Rotors optimal ist. Die Bandbreite der Reynolds-Zahl-Variation liegt dabei, im Vergleich zu realen Triebwerkskonfigurationen, im unteren Bereich. In Kühlkanälen von stationären Gasturbinen werden sogar Reynolds-Zahlen von über 200000 erreicht. Prüfstandsbedingt waren Versuche mit Rotation bei $Re = 70000$ nicht möglich. Grundlegende Aussagen zur Reynolds-Zahlen-Abhängigkeit bei Rotation können daher innerhalb dieser Arbeit nicht getroffen werden. Wie stichpunktartige Über-

Re \ Ro	0	0.05	0.1	0.2
25000	×	×	×	×
50000	×	×	×	
70000	×			

Tabelle 5.2: Kombinationen von Reynolds-Zahl und Rotations-Zahl

prüfungen der Ergebnisse aus Versuchen mit den Konfigurationen 1-3 zeigten, hatten Versuche bei einer Rotations-Zahl von 0.05 kaum Aussagekraft hinsichtlich des Rotations-einflusses. Aus Aufwands- und Zeitgründen wurden daher nicht alle vier Konfigurationen innerhalb des kompletten Bereichs der Kombinationen aus Reynolds- und Rotations-Zahl untersucht. So wurde der Einfluss der Rippenanordnung, versetzt oder parallel, bei γ von 45° stichpunktartig am stationären und rotierenden Modell bei einer Reynolds-Zahl von $Re = 25000$ durchgeführt.

5.2 Validierung der Ergebnisse

Zur Überprüfung der modifizierten Messtechnikeinrichtungen bei der Anwendung der gewählten Messmethode und als Basis für die Ermittlung des Rippeneinflusses, wurden zunächst Untersuchungen mit Konfiguration 0 durchgeführt. Als Referenzwert für den Stoffübergang wurde die Korrelation von Dittus und Boelter [47] verwendet, die den Wärmeübergang bei vollausgebildeter turbulenter Strömung in einem Rohr mit kreisförmigem Querschnitt entwickelt wurde (siehe hierzu Kapitel 3.3, Gleichung 3.11). Sie besitzt bei quadratischem Rohrquerschnitt, und unter der Verwendung des hydraulischen Durchmessers bei der Berechnung der Reynolds-Zahl, eine gute Übereinstimmung mit Messwerten. Entsprechend 3.3 werden die Ergebnisse als Sherwood-Zahlen-Verhältnisse, Sh/Sh_0 , dargestellt.

Ein direkter quantitativer Vergleich ist jedoch problematisch, da kaum Ergebnisse aus Messungen mit vergleichbaren geometrischen Randbedingungen in der Literatur vorliegen. Die Unterschiede liegen oft bei den Eintrittsgeometrien in den 1. Kanal die, je nach Ausführung, den Wärmeübergang innerhalb der ersten hydraulischen Durchmesser Lauflänge stark beeinflussen. Desweiteren sind die Krümmergeometrien bzw. die Breite (B) der Trennwand (Trw) (sie bestimmt den Radius des Krümmers) zwischen dem 1. und 2. Kanal von der hier gewählten verschieden, sodass ein Vergleich der Ergebnisse aus dem 2. Kanal ebenfalls Schwierigkeiten mit sich bringt. Trotz dieser Einschränkungen sollen die Ergebnisse der Konfiguration 0 mit Messdaten aus vier Literaturstellen zur Validierung herangezogen werden. Die Daten wurden hierfür aus einem Versuch ohne Rotation ($Ro = 0$) bei einer Reynolds-Zahl von 25000 gewonnen. Betrachtet werden die in Strömungsrichtung flächengemittelten Stoffübergangswerte Sh_m/Sh_0 . Die folgende Tabelle 5.3 zeigt die Randbedingungen, die zur Beurteilung der Werte relevant sind. Alle Maße sind auf den jeweiligen hydraulischen Durchmesser bezogen. Das Verhältnis von Kanalhöhe zu Kanalbreite $(H/B)_{Kanal}$ gilt auch im Krümmerscheitel. In Bild 5.3 sind die eigenen Messungen den genannten Daten aus der Literatur für die geraden Passagen gegenübergestellt. Alle Daten wurden so aufbereitet, dass der Eintritt in den 1. Kanal bei $x/d_h = -14.24$ liegt. Qualitativ zeigt sich unter Berücksichtigung der unterschiedlichen geometrischen Randbedingungen für alle Versuche eine recht gute Übereinstimmung im 1. und im 2. Kanal. In der 1. Passage fallen die Werte vom Eintritt zum Krümmer hin zunächst stark ab

Quelle	Re	l_e	$(H/B)_{Kanal}$	B Trw	Spitze Trw
eig. Messung	25000	10.3	1	0.2	rund
Liou, Chen [5]	30000	13.6	1.25	0.28	eckig
Han, Zhang [48]	30000	12	1	0.25	rund
Johnson et al. [32]	25000	ca. 3.2	1	ca. 1.69	rund
Chyu [49]	20000	15	1	0.5	eckig

Tabelle 5.3: Versuchsrandbedingungen zur Validierung

und nähern sich mit zunehmendem x/d_h dem Wert von Sh_0 an. Auffällig ist der hohe Wert aus den Untersuchungen von Johnson et al. [32], der durch die kurze hydrodynamische Einlaufänge bewirkt wird. Dadurch ist der Geschwindigkeitsgradient an der Wand groß, der über die Wandschubspannung nach der Reynolds-Analogie (siehe hierzu z. B. [14]) den Wärmeübergang beeinflusst. Der krümmernahe Bereich des 2. Kanals wird sehr stark

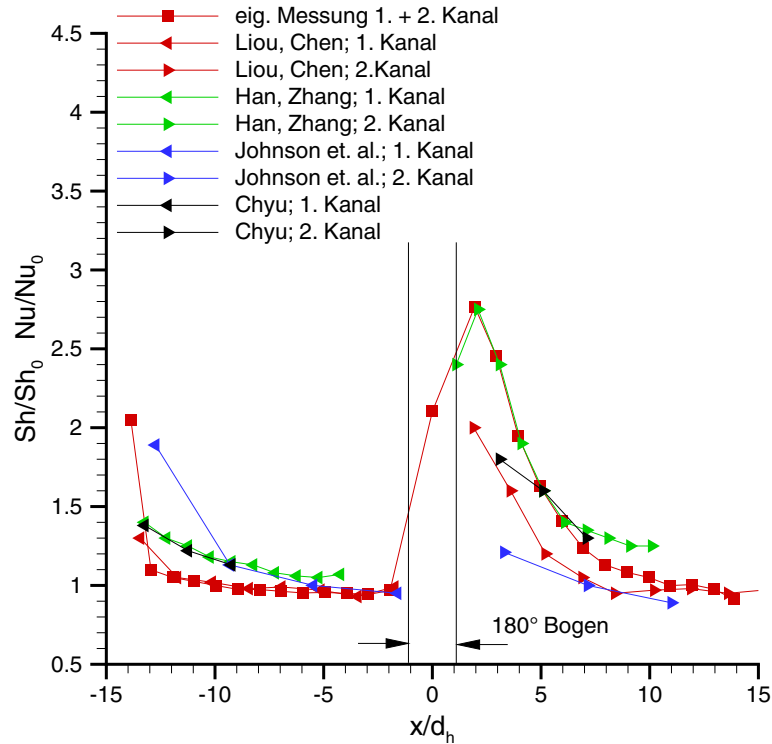


Bild 5.3: Vergleich der eigenen Messwerte mit Daten aus der Literatur

von der Strömungskrümmung durch die Umlenkung und der dadurch induzierten Sekundärströmungen bestimmt. Mit steigendem x/d_h fallen die Werte hier langsamer ab als im 1. Kanal. Der Wert für vollausgebildete turbulente Rohrströmung wird erreicht, wenn die Sekundärströmungen des Krümmers nahezu abgeklungen sind. Hier kommt auch die unterschiedliche Krümmergeometrie zu tragen, die das Anfangsniveau der Wärme- und Stoffübergangsdaten im 2. Kanal festlegt.

Quantitative Unterschiede können neben den unterschiedlichen geometrischen Randbedingungen u. a. auch durch die Ermittlung der Bezugskonzentration ρ_b bzw. der Bezugstemperatur T_b in der Strömung hervorgerufen werden. Liou und Chen [5], Johnson et al. [32] und Chyu [49] bestimmen flächengemittelte Nusselt-Zahlen, wobei die zur Mittelung herangezogene Fläche eine Länge von $1.5 d_h$, $3.5 d_h$ bzw. $2 d_h$ beträgt. Han und Zhang [48] haben ebenfalls von der Naphthalin-Sublimationstechnik Gebrauch gemacht und dabei ein sehr grobes Schichtdickenmessgitter gewählt. In Gebieten mit starken hydrodynamischen Einflüssen auf den Wärme- und Stoffübergang, wie zwischen $x/d_h = 1.1$ und $x/d_h = 6$, zeigt sich jedoch eine sehr gute Übereinstimmung der eigenen Daten mit denen von Han und Zhang [48], dessen Krümmergeometrie am ehesten der in dieser Arbeit verwendeten

entspricht. Im weiteren Verlauf liegen ihre Ergebnisse wieder oberhalb der anderen Daten und auch über den Ergebnissen aus dem 1. Kanal, was auf die oben beschriebene Problematik in der Bestimmung der Bezugsgröße hinweist.

Im 1. Kanal besteht bei sehr ähnlichen geometrischen Bedingungen Deckungsgleichheit mit den Daten von Liou und Chen [5] und, im vollausgebildeten Bereich von $x/d_h = -5$ bis $x/d_h = -1.1$, auch für die Daten von Johnson et al. [32]. Im 2. Kanal sind diese genannten Literaturdaten den eigenen Messergebnissen zwischen $x/d_h = 8$ und $x/d_h = 14.24$, am ähnlichsten. Zieht man die unterschiedlichen Versuchsparameter und geometrischen Randbedingungen in Betracht, so zeigen die eigenen Messungen im Rahmen der Messgenauigkeit, eine recht gute Übereinstimmung.

5.3 Untersuchungen am glatten Kühlkanalmodell

5.3.1 Stoffübergang im stationären Modell

Der Stoffübergang im glatten Kühlkanalmodell ist in Bild 5.4 für den Fall $Ro = 0$ dargestellt. Das Bild 5.4 a) zeigt die lokalen Sherwood-Zahlenverhältnisse links für die radial auswärts gerichtete Strömung und rechts für den 2. Kanal mit radial einwärts gerichteter Strömungsrichtung. Die jeweilige Hauptströmungsrichtung ist mit Pfeilen an den einzelnen

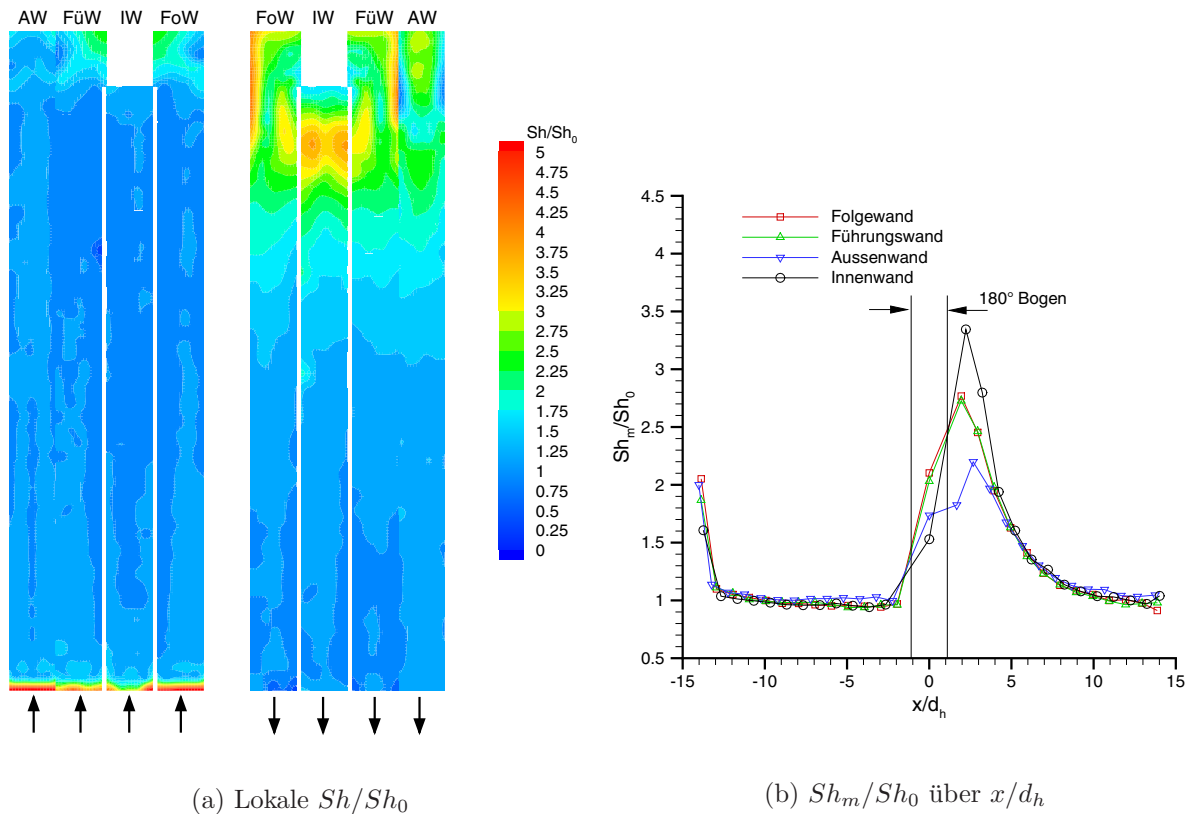


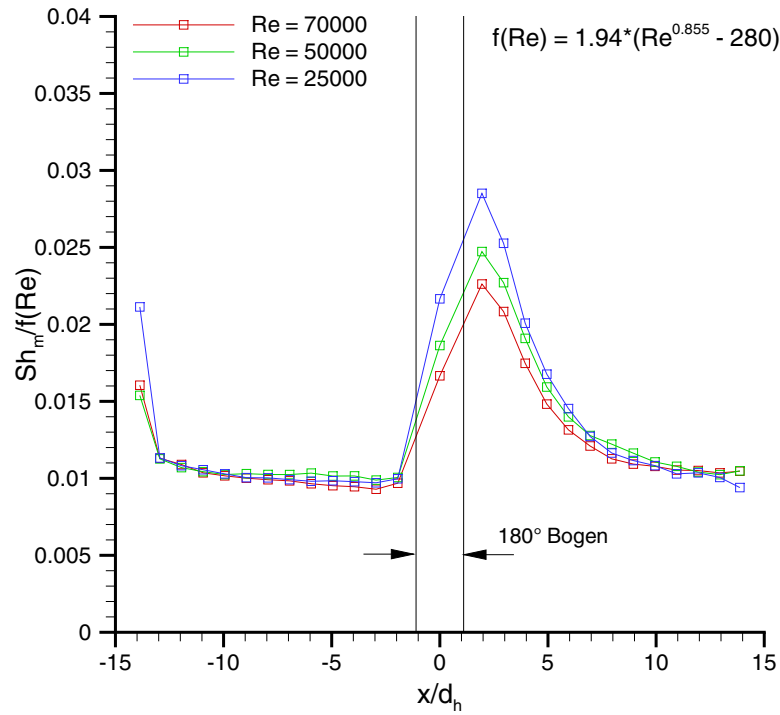
Bild 5.4: Stoffübergang in Konfiguration 0, $Re = 25000$, $Ro = 0$

AW	Außenwand
FüW	Führungswand, für $Ro \neq 0$ die vorauseilende Wand, für radial auswärts gerichtete Strömung auch Saugseite (SS) genannt
IW	Innenwand, die dem jeweiligen Kanal zugewandte Seite der Trennwand
FoW	Folgewand, für $Ro \neq 0$ die nacheilende Wand, für radial auswärts gerichtete Strömung auch Druckseite (DS) genannt

Kanalwänden markiert. Die Wandbezeichnungen, die vor allem für den Fall des rotierenden Modells von Bedeutung sind, sind an den Wandoberkanten sichtbar. Das Bild 5.4 b) zeigt flächengemittelte Sherwood-Zahlenverhältnisse, Sh_m/Sh_0 , über der dimensionslosen Koordinate in Hauptströmungsrichtung, x/d_h , aufgetragen. Die Mittelungsflächen sind ca. ein d_h lang, und entsprechen auf Führungs- und Folgewand den Rippenzwischenräumen der Konfiguration 1. Auf der Aussen- und der Innenwand sind diese Flächensegmente die Bereiche, die von den angrenzenden Rippen der Führungswand markiert werden. Auf Grund des Anstellwinkels der Rippen in Konfiguration 1 ergeben sich somit unterschiedliche x/d_h -Werte auf den einzelnen Wänden. Die gemittelten Werte des Krümmerbereiches werden auf $x/d_h = 0$ abgebildet.

Exemplarisch für die stationären Versuche zeigt das Bild 5.4 die Ergebnisse für $Re = 25000$. Qualitativ entsprechen sie den Daten der beiden anderen untersuchten Re-Zahlen. Vom Eintritt ins Modell fallen die Werte zunächst stark ab und nähern sich dann mit zunehmendem x/d_h der Bezugsgröße Sh_0 an. Bei $x/d_h = -14.24$ ist die hydrodynamische Grenzschicht auf Grund der Vorlaufstrecke schon recht weit entwickelt. Die Konzentrationsgrenzschicht beginnt hier erst mit steigendem x/d_h anzuwachsen. Der Konzentrationsgradient an der Wand, der ja das treibende Potenzial ist, ist hier sehr groß und sorgt so für einen hohen Stoffübergang. In der Darstellung der lokalen Werte ist der Einfluss der krümm器induzierten Sekundärströmungen sichtbar, die bis in den stromauf liegenden 1. Kanal reicht.

Entsprechend der Strömungsfelddarstellung in Bild 2.2 in Kapitel 2.1.1 können die Stoffübergangsergebnisse interpretiert werden. Noch im 1. Kanal ist im Krümmer der Einfluss der kleinen Rezirkulationszone (siehe hierzu Bild 2.2 a)) auf den Stoffübergang auf Führungs- und Folgewand zu erkennen. Der Eckwirbel verhindert den Austausch der mit Naphthalin angereicherten Luft und unterstützt die Umlenkung des Fluids, wie die Abbildung 2.2 b) zeigt. Im Krümmerbereich des 2. Kanals sind die Zonen mit hohen Sherwood-Zahlenverhältnissen an den Rändern von Führungs- und Folgewand auffällig. Der erhöhte Turbulenzgrad und die Sekundärwirbel (siehe Bild 2.2 b) u. c)) sorgen für einen starken Austausch des Fluids an der Wand mit der weniger angereicherten Kernströmung. Die Sh/Sh_0 -Verteilung auf der Aussenwand zeigt deshalb in der Wandmitte, wo die Wirbel aufprallen, ebenfalls hohe Werte. Weiter stromab kommt es zur Interaktion der Sekundärwirbel mit der in Bild 2.2 a) sichtbaren instationären Ablöseblase an der Innenwand, die eine Ausdehnung in Hauptströmungsrichtung von ca. $1.3 d_h$ und in z-Richtung von ca. $0.4 d_h$ besitzt. Sie vermindert den Strömungsquerschnitt und bewirkt eine Beschleunigung

Bild 5.5: Einfluss der Reynolds-Zahl auf Sh_m in Konfiguration 0

und eine Fluidbewegung zur Außenwand hin, die dort durch eine abermalige Erhöhung der Werte zum Ausdruck kommt. Die lokalen Sherwood-Zahlenverhältnisse auf der Innenwand zeigen deutlich die Wirkung der beiden Wirbel. Im Gebiet der Ablösung kommt es wiederum zu einem verminderten Austausch der in der Blase befindlichen Fluidteilchen. Die zwei lokalen Maxima schließen sich in Hauptströmungsrichtung dem Gebiet niedrigen Stoffübergangs an der Trennwandspitze an. Desweiteren ist an Führungs- und Folgewand, im Bereich der Kante zur Innenwand ein lokales Maximum mit Stoffübergangsverhältnissen von ca. 3 zu erkennen, welches durch die in der Ablöseblase vorhandenen Wirbel (siehe Bild 2.2) hervorgerufen wird.

Im 2. Kanal dissipieren die Sekundärströmungen im weiteren Verlauf von x/d_h , die Konzentrationsgrenzschicht kann sich somit wieder entwickeln und Sh/Sh_0 nähert sich wieder dem Bezugswert an. Anhand der Ergebnisse der stationären Versuche wurde in Anlehnung an Gnielinski [50] und Berg [19] die Reynolds-Zahl-Abhängigkeit gefunden. Für den hier vermessenen Bereich wird sie mit

$$f(Re) = 1.94(Re^{0.855} - 280) \quad (5.1)$$

angegeben. Das Bild 5.5 zeigt die gute Übereinstimmung exemplarisch anhand der gemittelten Sherwood-Zahlen der Folgewand. Im Krümmer- und Nachkrümmerbereich ist

der Reynolds-Zahlen-Einfluss deutlich geringer. Der Exponent m liegt hier im Bereich von $0.5 < m < 0.6$. Sobald die krümmerinduzierten Sekundärströmungen abgeklungen und großskalige Turbulenzballen abgedämpft sind, nähert sich die Abhängigkeit wieder der Beziehung aus Gleichung 5.1 an, die für 92% aller Versuche eine Fehlerschranke von 10% besitzt.

5.3.2 Stoffübergang im rotierenden Modell

Die durch die Corioliskraft induzierten Sekundärströmungen, siehe Bild 2.3 in Kapitel 2.1.2, beeinflussen die Turbulenzstruktur im Kanalquerschnitt und nehmen somit auch darüber Einfluss auf die lokalen Wärmeübergangsverhältnisse in einem Turbinenschaufelkühlkanal. Wie in Bild 5.6 zu sehen ist, sorgen die in Kapitel 2.2.2 erläuterten Relaminarisierungseffekte an der Führungswand im ersten Kanal zu einer Stoffübergangsabsenkung gegenüber dem stationären Fall von ca. 45% für $Ro = 0.2$. Demgegenüber steht ein Anstieg an der nacheilenden Druckseite von ca. 35%. Die Daten der Seitenwände verlaufen qualitativ wie für die Bedingung $Ro = 0$, befinden sich durch die stärkere Durchmischung des Fluids aber auf einem geringfügig höheren Niveau. Im Krümmerbereich sind anhand der lokalen Darstellung der Daten Rotationseffekte sichtbar. Bezieht man die gemittelten Sherwood-Zahlen der rotierenden Versuche auf die nichtrotierenden, wie in Bild 5.7, so ist der Rotationseffekt für $x/d_h = 0$ nur sehr gering. Es überwiegt der Einfluss der krümmerinduzierten Sekundärströmungen (siehe Abbildung 2.2 in Kapitel 2.1.1). Die lokalen

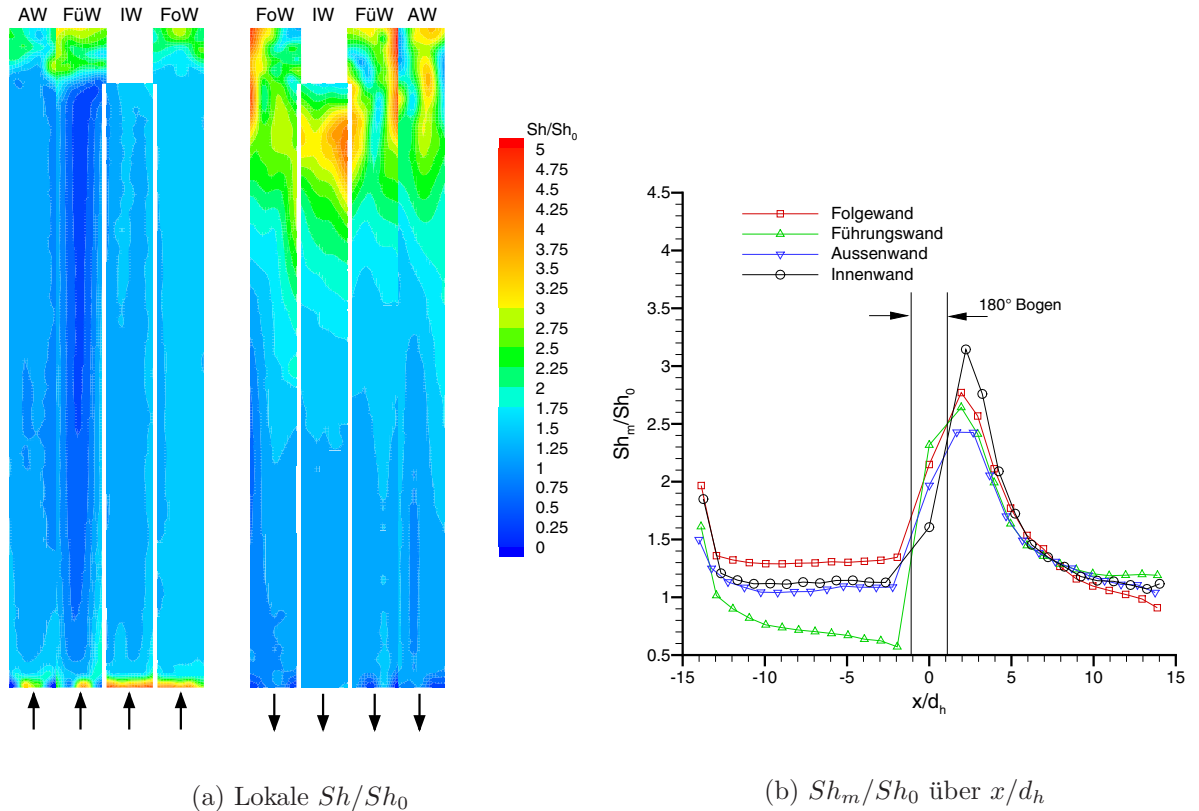
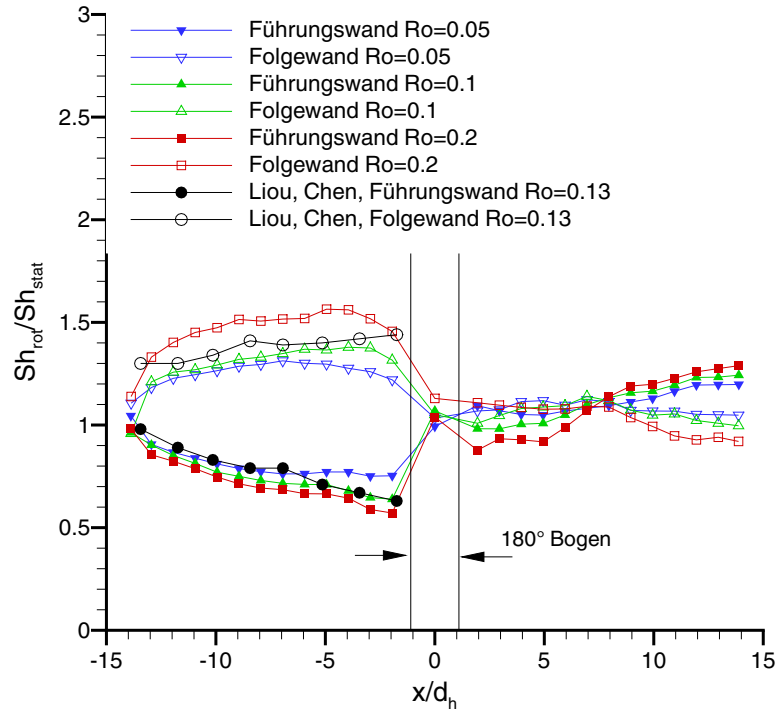


Bild 5.6: Stoffübergang in Konfiguration 0, $Re = 25000$, $Ro = 0.1$

Bild 5.7: Sh_{rot}/Sh_{stat} , Konfiguration 0, $Re = 25000$

Daten in Bild 5.6 a) zeigen bereits kurz nach der 180°-Umlenkung an der Innenwand eine Verschiebung der Rezirkulationszone zur Druckseite des zweiten Kanals, der Führungswand. Die Symmetrie der Ablösung geht bei Rotation verloren und die Absenkung der Führungswanddaten innerhalb der ersten sechs hydraulischen Durchmesser Lauflänge nach dem Krümmer, die u. a. auch von Liou et al. [4] festgestellt wurde, zeigen die Interaktion von 180°-Umlenkung mit der Corioliskraft, die bis ca. $x/d_h = 8$ anhält. Von dort ab dominiert der Rotationseinfluss und die Differenz zwischen Führungswanddaten und Folgewanddaten wird mit zunehmender Rotations-Zahl größer. In der Literatur lassen sich keine Veröffentlichungen finden, die die selben geometrischen und strömungstechnischen Randbedingungen zu Grunde gelegt haben, wie sie in dieser Arbeit verwendet werden. Das Kapitel 5.2 hat gezeigt, dass die Daten von Liou und Chen [5] für den ersten Kanal sehr ähnliche Randbedingungen haben und die hier gezeigten Messergebnisse ein hohes Maß an Übereinstimmung besitzen. Daten aus der selben Literaturquelle werden auch in Bild 5.7 für $Ro = 0.13$ gezeigt. Es kann festgestellt werden, dass die gemachten Beobachtungen anhand der Daten aus dem stationären und rotierenden, glatten Kühlkanalmodell im Rahmen der Messgenauigkeit recht gut mit den Daten aus der Literatur korrespondieren. Geringe Unterschiede sind allgemein auf die unterschiedlichen geometrischen und strömungstechnischen Randbedingungen und, speziell im rotierenden Fall, auf Abweichungen bedingt durch die Messmethode zurückzuführen. Bei den direkten Messverfahren spielt der Einfluss der Fliehkraft eine nicht zu vernachlässigende Rolle.

5.4 Untersuchungen mit Rippen der Konfigurationen 1 und 2

Die Stoffübergangszahlen werden für die Konfigurationen 1, 2 und 3, wie für das unberippte Modell auch, sowohl als Konturdarstellung der lokalen Verhältnisse, als auch als über einen Rippenzwischenraum gemittelte Werte dargestellt.

5.4.1 Das lokale Strömungsfeld in einem Rippenzwischenraum bei $Ro = 0$

Anhand der Strömungsfeldmessungen von Chanteloup [11, 31] und eigener Ergebnisse aus Experimenten zur Bestimmung des wandnahen Strömungsfeldes wird der Rippeneinfluss auf den Stoffübergang im Bereich einer Rippenteilung betrachtet. Des weiteren sei auf die Arbeit von Rau [12] verwiesen, der, wie Chanteloup auch, Wärmeübergangs- und auch Strömungsfelduntersuchungen an einem berippten, nicht rotierenden Kanal durchgeführt hat. Das Augenmerk liegt hierbei auf der letzten Rippenteilung des ersten geraden Kanalabschnittes, da hier nahezu vollausgebildete, rippeninduzierte Sekundärströmungen im stationären Fall zu finden sind. Desweiteren stehen durch die Untersuchungen an der EPFL in Lausanne [11] Ergebnisse aus Strömungsfeld- und Wärmeübergangsmessungen zur Verfügung, die an einem geometrisch gleichen, skalierten Modell gemessen wurden. Im Mittelpunkt dieses Kapitels steht der Rippenhinterkantenwirbel, der die Strömungs- und Stoffübergangsverhältnisse, insbesondere im rippennahen Bereich, dominiert. Sein Einfluss auf den Stoffübergang soll in diesem Kapitel im stationären und rotierenden System qualitativ untersucht werden. Mittels der Ölanstrichmethode wurden für den stationären Fall mit Konfiguration 1 die wandnahen Strömungsverhältnisse sichtbar gemacht. Anhand der Verteilung des Gemisches kann man in Abbildung 5.8 erkennen, wie sich der Rippenhinterkantenwirbel auf der berippten Wand entlang der Rippe ausbildet und an der Außenwand in die Hauptströmungsrichtung gebogen wird. Die ausgeprägte helle Linie korrespondiert dabei mit dem Bereich des Wirbels, wo die wandnormale Geschwindigkeits-

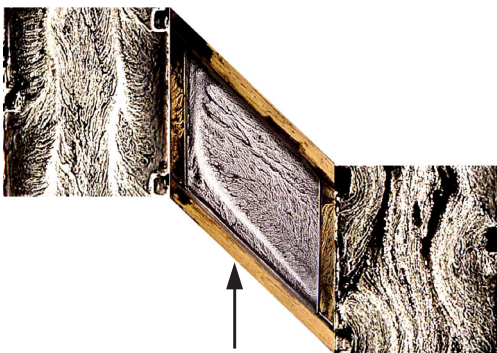


Bild 5.8: Ölanstrichbild, Konfig. 1

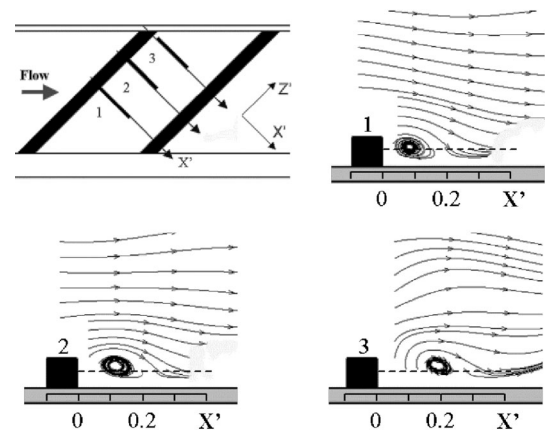


Bild 5.9: Stromlinien, Konfig. 1

komponente den Wert Null angenommen hat, die wirbelinduzierte Wandschubspannung also maximal ist. Zusammen mit den Ergebnissen von Chanteloup et al. [11] in Abbildung 5.9 erhält man einen Eindruck über die räumliche Ausdehnung des Wirbels. Die Ergebnisse aus den Strömungsfeldmessungen werden in drei Ebenen normal zur eingeführten, rippen-spezifischen Koordinate z' dargestellt, wobei die Ebene 1 nahezu der Kanalmitte entspricht. Die dargestellten Stromlinien zeigen in den drei Ebenen unterschiedliche Größen und unterschiedliche Positionen x' des Wirbels. Für zunehmendes z' wandert das Wirbelzentrum von der Rippe stromab. Gleichzeitig wird, wie man an der Aufweitung der hellen Linie in Bild 5.8 erkennen kann, der lokale Einflussbereich der rippeninduzierten Wandschubspannung größer. Die rippennahe Strömung, die nicht im Wirbel gebunden ist, legt sich hinter der Ablöseblase wieder an. Die Ergebnisse von Rau [12] zeigen hier nahe der Innenwand eine Beschleunigung der wiederangelegten Strömung und eine Verringerung der turbulenten Normalspannungskomponente. In unmittelbarer Nähe vor der stromabliegenden Rippe befindet sich ein Rippenvorderkantenwirbel, der in diesem Bereich für hohe turbulente Fluktuationen sorgt.

Die durch die Rippen umgelenkte Hauptströmung beeinflusst insbesondere die Verhältnisse an den beiden Seitenwänden. Die in Kapitel 2.1.3 beschriebenen, und in der Abbildung 2.4 dargestellten, Sekundärwirbel, sorgen für die hohe Wandschubspannung, die an den hellen Linien auf der Außenwand zu erkennen ist. Sie teilen diese Wand quer zur Hauptströmungsrichtung in drei Bereiche. Die beiden an die Rippenwände angrenzenden Gebiete sind vom Aufprall des Wirbels und der umgelenkten Hauptströmung charakterisiert. Laut Rau [12] werden hier in einem asymmetrisch berippten Kanal wandnormale Geschwindigkeiten von $W/U_b = 0.15$ gleich nach der Rippe, bis $W/U_b = 0.3$ kurz vor der stromab liegenden Rippe, erreicht. In [11] werden in der Kanalmitte für die W -Komponente Werte angegeben, die 50% von U_b entsprechen. Die Ölabsammlungen auf der Innenwand korrespondieren mit den Orten, wo durch die Sekundärwirbel eine hohe negative W -Komponente vorliegt. An der Linienstruktur ist auf dieser Wand zu erkennen, wie die Strömung um die Rippen herumgelenkt wird.

5.4.2 Der Einfluss der Rotation auf die lokalen Stoffübergangsverhältnisse in einem Rippenzwischenraum, Konfiguration 1

Entsprechend des großen Einflusses des Rippenhinterkantenwirbels auf das Strömungsfeld lassen sich die gemessenen Stoffübergangswerte interpretieren. Im betrachteten Kanalsegment ist in Abbildung 5.10 für die dargestellten Ro -Zahlen auf den berippten Wänden eine durch den Wirbel verursachte charakteristische Kontur in den Sh -Zahlen zu erkennen. Der generelle Effekt der Strömung auf den Stoffübergang wird anhand von Bild 5.10 a) für $Ro = 0$ erläutert. Das betrachtete Rippensegment ist abgewickelt dargestellt, wobei die Pfeile in die Hauptströmungsrichtung zeigen.

Der Rippenhinterkantenwirbel verursacht auf den berippten Wänden (FüW und FoW) an der stromaufliegenden Ecke des Rippenzwischenraumes ein lokales Maximum, welches

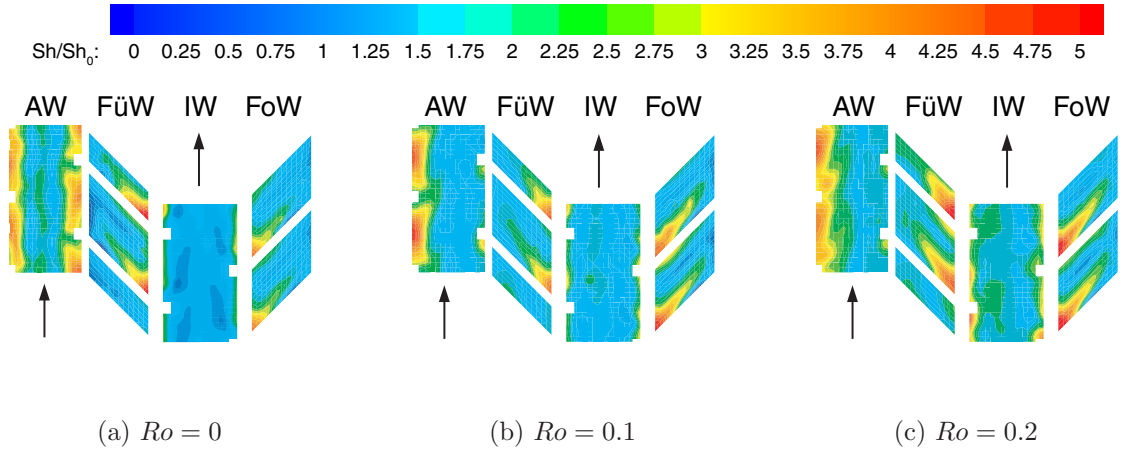


Bild 5.10: Einfluss der Rotation auf die lokale Sh Verteilung im Rippenzwischenraum, Konfiguration 1

sich mit zunehmendem Abstand von der Innenwand (IW) diagonal über den Rippenzwischenraum erstreckt. Die Zonen hohen Stoffübergangs lassen sich mit dem konvektiven Transport von Teilchen zu den Wänden hin und Zonen niedrigen Stoffübergangs mit dem Abströmen von Teilchen in Verbindung bringen. Rau [12] hat aber auch gezeigt, dass nicht allein große Wandschubspannungen einen bedeutenden Einfluss haben, sondern auch hohe turbulente Fluktuationen. Dies hat insbesondere bei komplexen Strömungen, wie sie hier vorliegen, Gültigkeit. Die turbulenten Fluktuationen werden im berippten Kanal in der freien Scherschicht hinter der Rippe erzeugt. Die genannten Phänomene verursachen das Stoffübergangsmaximum auf den Rippenwänden an der Stelle, wo der Rippenhinterkantenwirbel beginnt und die Hauptströmung nach Überströmen der Rippe in die Sekundärbewegung (siehe 5.9) gezogen wird. Die diagonale Ausdehnung des Stoffübergangsmaximums zeigt den Einfluss des Wirbels und es können Parallelen zu den Ergebnissen in Bild 5.8 für den stationären Fall gezogen werden. Allerdings ist die Ausdehnung dieses Maximums sehr viel geringer als die durch die Wandschubspannung verursachte helle Linie in Bild 5.8.

Anhand von 5.10 a) wird die wärmeübergangssteigernde Wirkung der auftreffenden Strömung an der Außenwand (AW) deutlich. Im Bereich zwischen zwei Rippenstirnflächen werden die höchsten Werte erreicht. Die publizierten Werte von Rau und auch Chanteloup haben, wie auch in diesen Ergebnissen sichtbar, eine Wärmeübergangserhöhung, bezogen auf Nu_0 , von 2.5 bis 4.5, was geringfügig unter dem Maximalwert der Rippenwand liegt. In der Mitte der Außenwand, wo die Sekundärwirbel sich vereinigen, zeigt sich entlang der Wandlängsrichtung ein Bereich mit erhöhten Werten mit $Sh/Sh_0 \approx 2.5$.

Auf der Innenwand hingegen ist der Einfluss der beiden gegeneinander rotierenden Wirbel kaum erkennbar. Die in der Wandmitte auftreffende Strömung bewirkt laut [11] bezogene Nusselt-Zahlen zwischen 1.5 und 2. Deutlicher sind die Minima nahe der Rippenhinterkante, wo die wandnormale Geschwindigkeitskomponente W hohe positive Werte annimmt, also ein Abströmen von der Wand erfolgt.

Die Kombination der Stoffübergangsergebnisse mit den Strömungsfelduntersuchungen aus der Literatur und eigenen Versuchen zeigt, dass Zonen hohen Stoffübergangs mit dem konvektiven Transport von Teilchen zu den Wänden und Bereiche niedrigen Stoffübergangs mit dem Abströmen von Teilchen in Verbindung gebracht werden können.

Die Darstellungen 5.10 b) und c) zeigen die Verteilungen der Sh-Zahlenverhältnisse für $Ro = 0.1$ bzw. $Ro = 0.2$ mit $Re = 25000$. Die Interpretation der Stoffübergangsergebnisse gestaltet sich, aufgrund fehlender Messergebnisse des Strömungsfeldes und Rotationseinfluss, schwierig. Daher erfolgt eine Einschätzung der Strömungsverhältnisse nur anhand der Erkenntnisse aus den stationären Versuchen. Durch die Rotation kommt zu den bereits dargestellten Einflüssen auf den Wärme-/ Stoffübergang, wie Krümmer und angestellte Rippen, der dritte bei diesen Untersuchungen wirkende, und in Kapitel 2 erwähnte, Einfluss, die Corioliskraft. In Abbildung 2.3 ist ihr Einfluss auf das Strömungsfeld im glatten Kanal skizziert.

Die beiden Bilder lassen den Einfluss des Rippenhinterkantenwirbels auf den Stoffübergang, sowohl auf der Führungs-, als auch auf der Folgewand erkennen. Der Effekt der Corioliskraft beeinflusst hier nicht die Existenz des induzierten Wirbels. Es lässt sich aber erkennen, dass bei gleichbleibender geometrischer Ausprägung der Stoffübergangsmaxima, die Führungswand eine gleichmäßigere, homogenere Verteilung zeigt, als die Folgewand, auf der stärkere Gradienten sichtbar sind. Die Ausdehnung der Bereiche hohen Stoffüberganges reichen auf der Folgewand weiter an die Außenwand heran als an der Führungswand, welche für beide Ro-Zahlen kleinere Maxima zeigt. Ein deutlicherer Rotations-

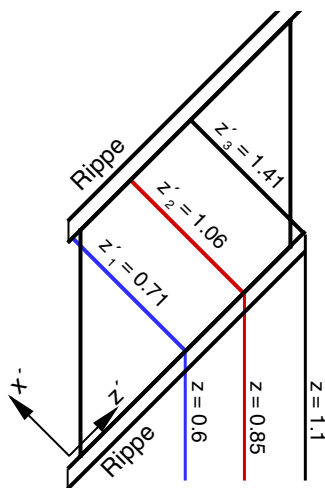


Bild 5.11: Rippenspezifisches Koordinatensystem

einfluss ist an der Außenwand erkennbar. Zwischen den Rippenstirnflächen der Führungswand sind die Maxima nahezu verschwunden. Lediglich unmittelbar vor der stromab liegenden Rippe befindet sich ein kleines lokales Maximum. An der gegenüberliegenden Wandkante sind die Stoffübergangswerte, verglichen mit dem stationären Fall, deutlich erhöht. Mit steigender Ro-Zahl verändert sich hier auch die Form und bei $Ro = 0.2$ ist eine lokale Erhöhung an der Rippenhinterkante zu erkennen. Global gesehen kommt es auf der Außenwand zu einer Verschiebung der höheren Stoffübergangswerte zur nachteilenden Wand. Im Gegensatz dazu ist auf der Innenwand, insbesondere in 5.10 c), eine Verschiebung zur Führungswand hin zu beobachten. Die ausgeprägten Bereiche niedrigen Stoffüberganges sind hier verschwunden.

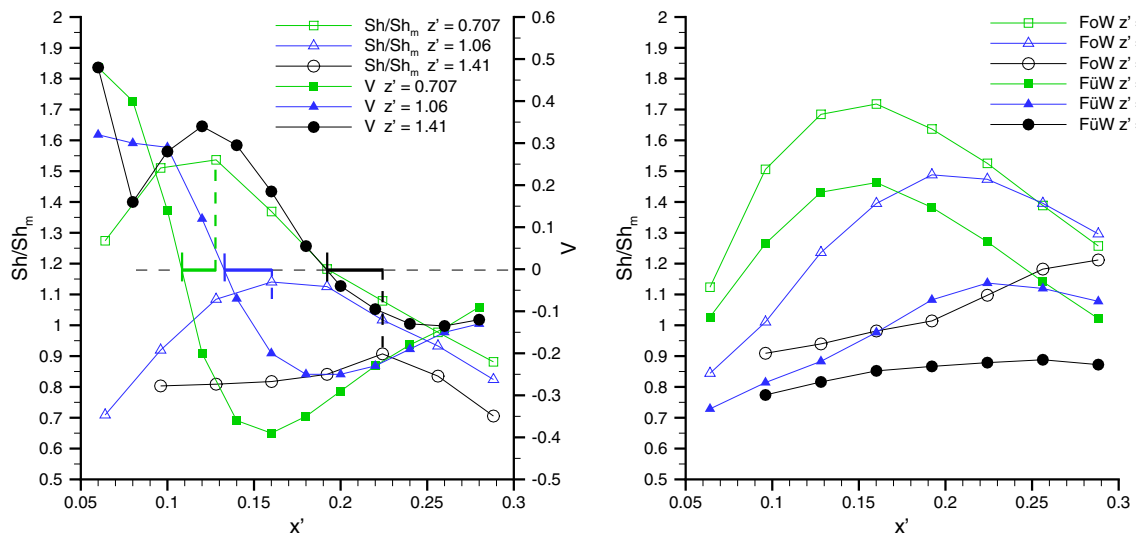
Die Größe des Rippenhinterkantenwirbels und dessen Einfluss auf den Stoffübergang ist also offensichtlich von der Rotationszahl und der betrachteten Rippenwand abhängig. Mit steigender Ro-Zahl wächst der Einfluss des Wirbels auf den Stoff-/Wärmeübergang der Druckseite. Umgekehrt sind die Verhältnisse auf der saugseitigen Rippenwand. Die im stationären Fall gemessenen Effekte des rippenindu-

zierten Strömungsfeldes auf die unberippten Seitenwände verstärken sich auf Innenwand und Außenwand auf der jeweils druckseitigen Wandhälfte.

Entsprechend der drei Ebenen in Bild 5.9 werden in dem eingeführten rippenspezifischen Koordinatensystem auf den Mittelwert des Rippenzwischenraumes bezogene Sh -Zahlen extrahiert. Der Ursprung des x' - z' -Koordinatensystemes liegt entsprechend der Abbildung 5.11 in der stromauf liegenden Ecke eines Rippenzwischenraumes bei $z = 0.1$, also außerhalb des stoffübergangsaktiven Bereiches an der Kante zur Innenwand. Die Koordinaten sind wieder mit d_h dimensionslos gemacht.

Die kombinierte Darstellung in Bild 5.12 a) der wandnormalen Geschwindigkeitskomponente V (aus [11]) mit den extrahierten Sh -Zahlenverhältnissen verdeutlicht für den stationären Fall den Zusammenhang des rippennahen Stoffüberganges mit dem rippeninduzierten Strömungsfeld. Die V -Komponente wurde bei 60% der Rippenhöhe ermittelt. Der Wirbel rotiert im Idealfall um eine Achse, deren Position durch $V = 0$ gekennzeichnet ist. Mit zunehmendem z' nimmt auch hier der x' -Wert zu, was ja anhand des Ölanstrichbildes 5.8 bereits festgestellt wurde. Die Vorzeichenumkehr des Gradienten $\frac{\partial V}{\partial x'}$ im Bereich nach dem Nulldurchgang wandert mit zunehmendem z' ebenfalls zu größeren x' -Werten. Desweiteren nimmt der Bereich des Vorzeichenwechsels mit zunehmendem z' in x' -Richtung zu, da der Wirbeldurchmesser entlang der Rippe zunimmt.

Das jeweilige Maximum von Sh/Sh_m liegt zwischen dem Nulldurchgang und der Position auf der x' -Achse mit dem betragsmäßig höchsten, aber negativen, Wert von V . Dies bedeutet, dass weder am Ort der größten wandparallelen Geschwindigkeit (nämlich bei $V=0$), also bei maximaler Wandschubspannung, noch bei maximaler, auf die Wand gerichteter Strömungsgeschwindigkeit der höchste Stoffübergang verzeichnet wird. Der Abstand zwischen $V = 0$ und dem Maximum von Sh/Sh_m , in der Abbildung durch waagerechte



(a) V -Komponente und Sh/Sh_m , $Ro = 0$

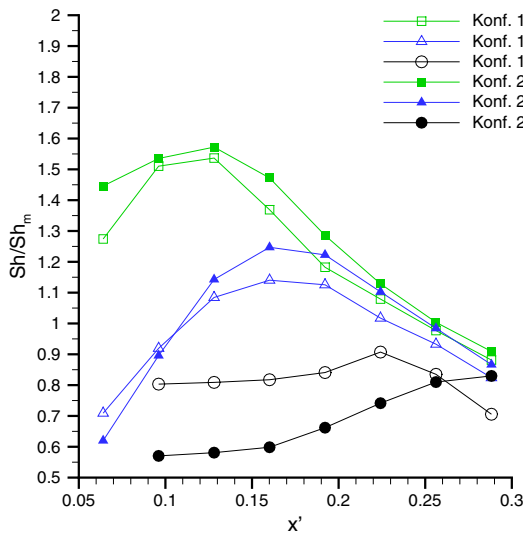
(b) Sh/Sh_m , $Ro = 0.2$

Bild 5.12: Lokale Verhältnisse im Rippenzwischenraum, Konfiguration 1

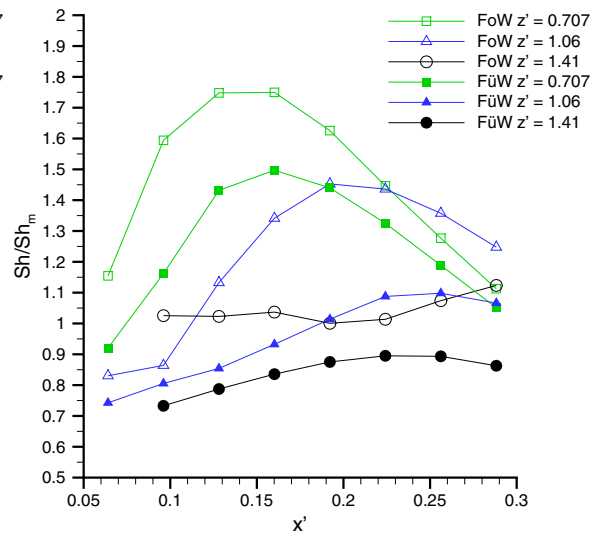
Striche dargestellt, steigt ebenfalls mit zunehmendem z' . Auch ist in Bild 5.12 a) anhand der Sh/Sh_m -Werte erkennbar, dass der stoffübergangsteigernde Einfluss des Wirbels mit zunehmender Ausdehnung abnimmt. Die im Wirbel gebundene kinetische Energie nimmt mit ansteigendem z' ab.

Die aus dem stationären System gewonnenen Erkenntnisse lassen sich für den Rippenhinterkantenwirbel auch auf den Fall mit $Ro \neq 0$ übertragen. Die Konturdarstellungen in Bild 5.10 b) und c) haben gezeigt, dass in diesem Fall der induzierte Wirbel ebenfalls existiert. Dennoch konnte ein Rotationseinfluss erkannt werden. In der Darstellung 5.12 b) sind für $Ro = 0.2$ die extrahierten Daten der Führungs- und Folgewand aufgetragen. Es zeigt sich, dass die Ergebnisse aus dem stationären System in 5.12 a) zwischen den Daten von Führungs- und Folgewand zu liegen kommen. Diese qualitative Betrachtungsweise zeigt, im dargestellten Bereich von x' , einen deutlich erhöhten Einfluss der Rotation auf den Stoffübergang der Folgewand. Im betrachteten Bereich ist der Effekt des Rippenhinterkantenwirbels auf der Führungswand reduziert. Der durch die Corioliskraft aufgeprägte Druckgradient verschiebt den Strömungskern zur Folgewand. Der Rippeneneffekt wird hier verstärkt. Außerdem verursacht die Rotation offensichtlich eine Verschiebung der Wirbelachse zu höheren x' -Werten, bei gleichzeitig größerer Ausdehnung des Wirbels.

Die Konfiguration 2 bewirkt durch die parallel gegenüberliegenden 45°-Rippen eine Verblockung des Kanalquerschnittes von 20%, gegenüber 10% Verblockung mit Konfiguration 1. Dies lässt einen stärkeren Rippeneinfluss auf den Stoffübergang erwarten. In Abbildung 5.13 a) sind die rippennahen Ergebnisse der Konfigurationen 1 und 2 für $Ro = 0$ gegenübergestellt. Diese qualitativen Ergebnisse zeigen, dass für die ersten beiden z' -Ebenen die erwarteten höheren Stoffübergangszahlen mit Konfiguration 2 erreicht werden, wohingegen bei $z'=1.41$ eine Verschiebung des Sh -Zahlen-Maximums zu höheren x' -Werten



(a) Sh/Sh_m für Konfiguration 1 u. 2, $Ro = 0$



(b) Sh/Sh_m , $Ro = 0.2$

Bild 5.13: Lokale Verhältnisse im Rippenzwischenraum, Konfiguration 2

erfolgt. Dies deutet auf eine frühere Umlenkung des Rippenhinterkantenwirbels hin, wie sie für Konfiguration 1 im Ölanstrichbild 5.8 nahe der Außenwand gezeigt wird. Die durch die größere Verblockung hervorgerufene starke Beschleunigung des Fluids über der Rippe im Zusammenhang mit der nachlassenden Wirbelintensität sind die Gründe hierfür.

Für den Fall mit Rotation zeigen die Daten in Bild 5.13 b) ein sehr ähnliches Verhalten, wie die Ergebnisse aus Konfiguration 1. Bis auf die Linien bei $z'=1.41$ liegen die Führungs- und Folgewanddaten unter bzw. über den Werten für $Ro = 0$ in Bild 5.13 a). Die Verschiebung der Kernströmung zur Folgewand bewirkt eine Verstärkung des rippenwirbelinduzierten lokalen Stoffüberganges, wohingegen auf der gegenüberliegenden Führungswand die Wirkung des Rippenhinterkantenwirbels abnimmt. Die Ausdehnung des Bereiches hoher Sh/Sh_m -Werte nimmt zu und, wie auch bei Konfiguration 1, ist sie bei $z'=1.06$ auf beiden Wänden größer als bei $z'=0.707$. Für $Ro = 0$ ist für die bisher untersuchten Konfigurationen der vom Wirbel beeinflusste Bereich in x' -Richtung in den genannten Ebenen nahezu gleich.

Die Beschleunigung des Fluids über der Rippe bewirkt einen erhöhten Einfluss der Corioliskraft, die ja geschwindigkeitsabhängig ist. Die von der Rotation verursachte Verschiebung des Strömungskernes zur Folgewand erfolgt, aufgrund der Grenzschichten, in der Kanalmitte (siehe Bild 2.3 in Kapitel 2.1.2). Daher sind im Bereich von $z'=1.06$, die rippennahen Sh -Zahlen stärker beeinflusst, als in den beiden benachbarten z' -Ebenen. Während die Verschiebung der Sh/Sh_m -Werte zu höherem x' auf der Folgewand mit der größeren Hauptströmungskomponente und damit stärkerer Ablösung der Strömung hinter der Rippe erklärbar erscheint, lässt sich ein strömungstechnisches Phänomen für diesen Effekt auf der Führungswand ohne gemessene Strömungsfelddaten kaum beschreiben.

5.4.3 Der Stoffübergang im Gesamtmodell bei $Ro = 0$

Die lokalen Verteilungen der Sh -Zahlen für $Ro = 0$ zeigen in Bild 5.14 a), mit Ergebnissen aus einem Versuch mit $Re = 25000$ exemplarisch für alle Re -Zahlen, sehr deutlich den Einfluss der rippeninduzierten Sekundärströmung, die in Kapitel 2.1.3 beschrieben ist. Anhand der lokalen Verteilung, aber vor allem an den gemittelten Werten, ist für den ersten Kanal sehr deutlich der Einfluss der sich entwickelnden rippeninduzierten Sekundärströmung zu erkennen. In Bild 5.14 b) steigen die Verläufe aller vier Wände vom Eintritt ins Modell zunächst deutlich an. Die schon recht weit entwickelte Grenzschicht der Einlaufkanalströmung, wie sie in Realität im Fuß einer Turbinenschaufel zu finden ist, tritt in den mit Rippen versehenen und stoffübergangsaktiven ersten Kanal ein. Der Konzentrationsgradient ist hier sehr groß, und bis ca. $5d_h$ Lauflänge ist auf den Rippenwänden ein Maximalwert von $Sh_m/Sh_0 = 2.5$ erreicht. Das Mischen des Fluids durch die Sekundärströmungen bewirkt die hohen Stoff- und auch Wärmeübergangskoeffizienten. Chanteloup [31] hat gezeigt, dass das Strömungsfeld hier aber noch nicht ausgebildet ist. Dafür werden für die Hauptgeschwindigkeitskomponenten U , V und W ca. $8d_h$ und für die turbulente kinetische Energie ca. $12d_h$ benötigt.

Das Absinken der Stoffübergangszahlen nach $x/d_h = 5$ ist mit der Zunahme der Stoffkonzentration in der Grenzschicht zu begründen, was eine Verringerung des Konzentrationsgradienten an der Wand bewirkt. Außerdem ist das Geschwindigkeitsfeld schon recht weit entwickelt, sodass die Veränderungen bis zum voll entwickelten Zustand sehr klein sind und der stoffübergangserhöhende Einfluss geringer ist als die Absenkung des Konzentrationsgradienten. Nach ca. $11d_h$ wird ein Niveau von $Sh_m/Sh_0 = 1.9$ auf den Rippenwänden im ersten Kanal erreicht.

Die Messergebnisse des glatten Modells haben einen großen Krümmereffekt auf die Sh -Zahlen gezeigt. Für die Konfiguration 1 werden vergleichbar hohe Werte im Krümmer erreicht. Der Rippeneffekt ist gegenüber dem glatten Modell in diesem Bereich für die gemittelten Werte vernachlässigbar. Lokal befindet sich auf der Folgewand im 1. Kanal ein ausgeprägtes Maximum vor der im Krümmer liegenden Rippe.

Beim Eintritt in den zweiten Kanal stellen sich gegenüber dem ersten Kanal veränderte Verhältnisse ein. Hier werden die höchsten Werte erreicht. Die krümmerinduzierte Strömung trifft auf die Rippen, die aber die Strömung in die gleiche Richtung leiten, siehe dazu Bild 2.2. Dennoch ist der Rippeneffekt in diesem Bereich recht hoch, wie die Maxima in den Rippenzwischenräumen und auch die Werte der Innenwand in Bild 5.14 a) zeigen. Die Messungen von Chanteloup [29] haben ergeben, dass sich hier eine Ablöseblase befindet, die jedoch eine geringere Ausdehnung in Hauptströmungsrichtung besitzt als

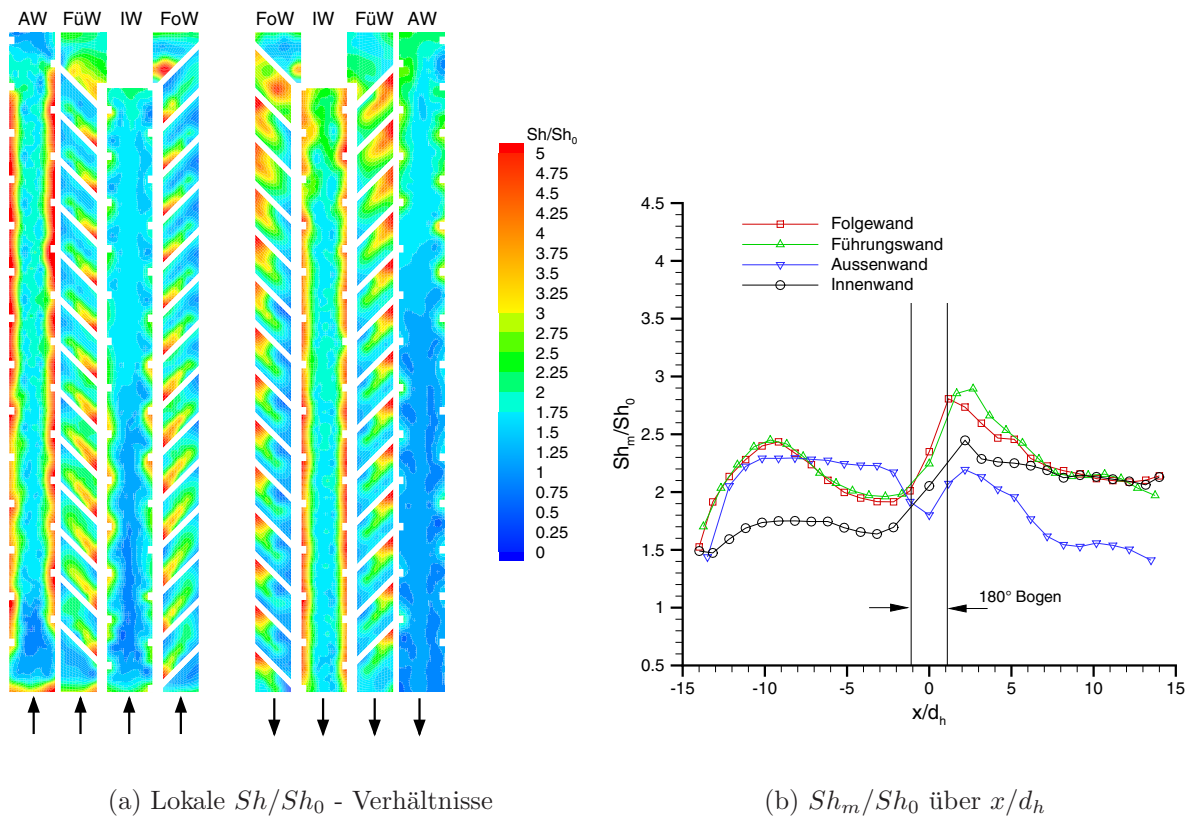
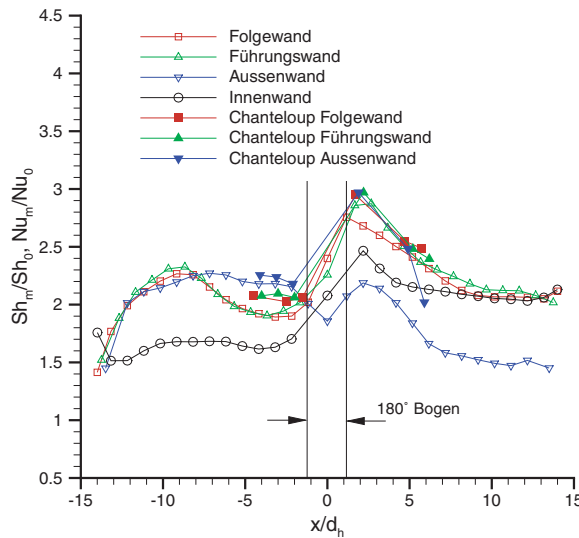
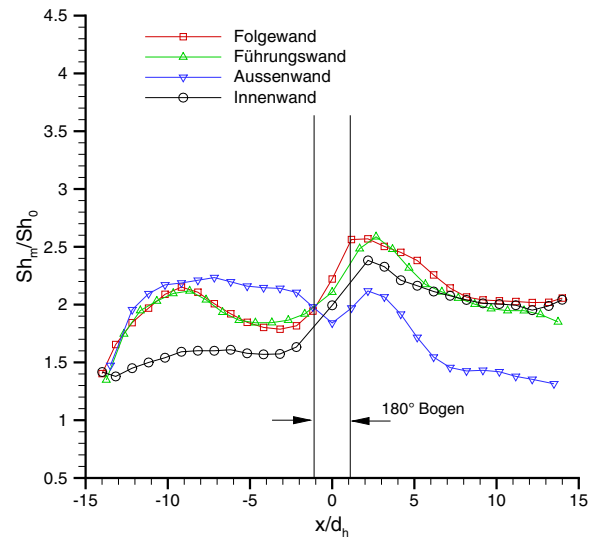


Bild 5.14: Wärme-/Stoffübergangsverhältnisse, Konfiguration 1, $Re = 25000$, $Ro = 0$

beim glatten Modell. Die Querschnittsverringerung durch die Rezirkulationszone bewirkt jedoch eine Beschleunigung auf das Doppelte der mittleren Kanalgeschwindigkeit u_b und somit einen größeren Effekt an der Rippe, insbesondere nahe der Außenwand. Die krümmungsinduzierten Sekundärströmungen gehen weiter stromab über in die rippeninduzierten Sekundärströmungen. Aufgrund der unterschiedlichen Eintrittsbedingungen in die beiden geraden Kanalstücke des Modells verhalten sich auch die Stoffübergangverhältnisse der einzelnen Wände zu einander unterschiedlich. Die Ergebnisse von Chanteloup [29] zeigen, dass im zweiten Kanal die rippeninduzierten Sekundärströmungen bei $x/d_h = 5.1$ noch sehr wenig entwickelt sind. Der Krümmereffekt unterstützt offensichtlich stärker die Wirkung des Rippenhinterkantenwirbels an den berippten Wänden, wohingegen der Aufprall der Strömung auf der in den Ecken angeströmten Innenwand weniger beeinflusst wird. Eine Erklärung hierfür könnte die unterschiedliche Verteilung der turbulenten kinetischen Energie sein, die an den vier Kanalwänden von Chanteloup [29] gemessen wurde und eine hohe Turbulenzintensität an den Rippenwänden aufweist. Desweiteren verhindert die Ablöseblase an der Innenwand eine stärkere Stoffübergangserhöhung. Die Strömungsfeldmessungen zeigen für den zweiten Kanal eine betragsmäßig niedrigere W-Komponente, die ja normal zu den glatten Seitenwänden gerichtet ist, als im ersten Kanal. Die Erhöhung der Außenwandwerte nach dem Krümmer geht mit der hohen turbulenten kinetischen Energie einher, die durch die Interaktion des Rezirkulationsgebietes an der Innenwand mit der dadurch beschleunigten Strömung im verbleibenden Querschnitt, hervorgerufen wird. Die Differenz zwischen Innen- und Außenwand ist nach ca. $6d_h$ im zweiten Kanal nahezu gleich zur Differenz der Werte dieser beiden Wände vor dem Krümmer. In Abbildung 5.15 sind für $Re = 50000$ und $Re = 70000$ die gemittelten Sh/Sh_0 -Verhältnisse aufgetragen. Der qualitative Verlauf wird auch hier durch die oben beschriebenen Effekte bestimmt. Es ist aber zu erkennen, dass mit steigender Re-Zahl das Niveau

(a) $Re = 50000$ (b) $Re = 70000$ Bild 5.15: Sh_m/Sh_0 entlang x/d_h , Konfiguration 1, $Ro = 0$

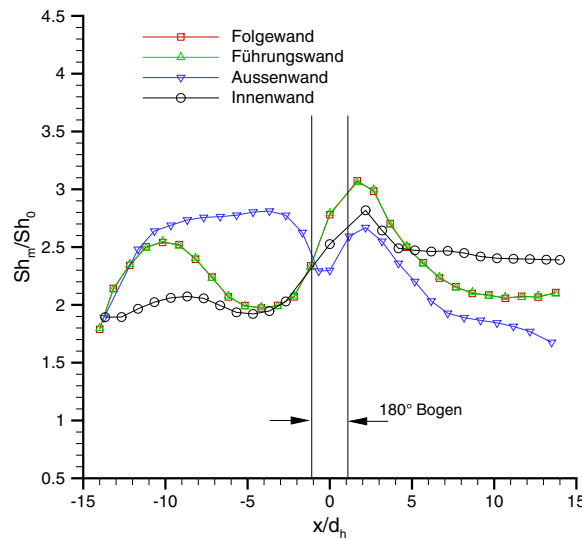


Bild 5.16: Sh_m/Sh_0 entlang x/d_h , Konfiguration 2, $Re = 25000$, $Ro = 0$

der Sh/Sh_0 -Kurven sinkt. Dies liegt an der Reynolds-Zahlenabhängigkeit der Bezugsfunktion von Dittus und Boelter. Es hat sich gezeigt, dass bei dieser Rippenkonfiguration eine Reynolds-Zahlenabhängigkeit von $Sh \propto Re^{0.62}$ anzusetzen ist. Qualitativ stimmen die Ergebnisse in Bild 5.15 a) mit denen von Chanteloup [30] im ersten Kanal überein. Aus beiden Versuchen ist erkennbar, dass im zweiten Kanal, entfernt vom Krümmer, höhere Werte gemessen werden, als im ersten Kanal kurz vor Krümmereintritt. Dies lässt auf einen nicht unerheblichen Einfluss der Eintrittsbedingungen auf die Entwicklung eines rippeninduzierten Geschwindigkeits- und Konzentrationsfeldes schließen. Die quantitativen Abweichungen der Ergebnisse auf den berippten Wänden liegen auch darin begründet, dass bei den Stoffübergangsuntersuchungen durch die Rippengitter nur 80% der Wandfläche vermessen werden konnte. Verringert man in den lokalen Ergebnissen von Chanteloup die Fläche im Rippenzwischenraum entsprechend, so ergibt sich eine Reduzierung der Werte um ca. 2.6% und damit eine deutlich verbesserte quantitative Übereinstimmung. In der Darstellung 5.16 sind die Ergebnisse für die Untersuchungen an Konfiguration 2 mit den Werten bei $Re = 25000$ gezeigt. Im ersten Kanal wird das Maximum auf den Rippenwänden, welches circa 4% über den Werten mit Konfiguration 1 liegt, um circa $1d_h$ früher erreicht als im Bild 5.14. Auffällig ist, dass die Seitenwanddaten im Verhältnis zu den Rippenwanddaten höher liegen als es für die Konfiguration 1 der Fall ist. Die gemachten Beobachtungen liegen darin begründet, dass in Konfiguration 2 allgemein der Impuls der Sekundärströmungen größer ist als mit Konfiguration 1. Dies führt zu einer höheren Beschleunigung über der Rippe und zu einem ausgeprägteren Rippeneffekt in Konfiguration 2. Auch im Nachkrümmerbereich sind die Verhältnisse ähnlich den gemessenen der Konfiguration 1. Die Führungs- und Folgewanddaten liegen auch bei dieser Konfiguration wieder geringfügig über denen des Vorkrümmerbereichs, erreichen aber hier nicht das Niveau der angeströmten Innenwand. Der Effekt der parallelen Rippenanordnung ist hier größer als der Krümmereinfluss. Dies ist bei der Konfiguration 1 nicht der Fall, wo durch